



método de análisis térmico de envolventes en el diseño inicial de los edificios

radiación y conducción: teoría y casos resueltos

Tesis que presenta Rodrigo Mata Abdelnour

Para optar por el grado de Maestría en Arquitectura. Facultad de Arquitectura,
Dirección de Estudios de Posgrado, Universidad Nacional Autónoma de
México.

DIRECTOR DE TESIS: Dr. JOSÉ DIEGO MORALES

julio 2012



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



Índice por secciones

1. Transferencia de calor en envolventes de edificios y gestión de energía

1.1 transferencia de calor y gestión de energía en el marco de la ecoeficiencia

2. procesos físicos en la conducción de calor en el diseño de envolventes de edificios

2.0 procesos físicos en la transferencia de calor por conducción para envolventes de edificios. Introducción

2.1 ley de Fourier: formulación básica y aplicación en edificios

2.2 pendiente y rendimiento térmico de una pared con transferencia de calor por conducción

2.3 importancia de una dirección principal en la transferencia del calor conductivo en los envolventes

3. la particularidad de la transferencia de calor conductivo en las pieles de los edificios: la exposición al medio como un problema convectivo-radiante y no solamente conductivo

3.1 condiciones de frontera convectiva-radiante en envolventes de edificios

3.2 valor U : coeficiente global de transferencia de calor

3.3 como obtener los factores de coeficiente de película superficial? (resistencia térmica por frontera)

3.4 cálculo de una tasa máxima permisible de flujo por conducción simple aire/aire: dimensionar aislamiento

3.5 modelado térmico del edificio por sumatorias de planos para transferencia por conducción aire/aire sin radiación directa

3.6 conductividades térmicas como la suma de las resistencias

- resistencias de cuerpo
- resistencias superficiales
- resistencias de cámara

3.7 resistencias de cámara no ventilada y ventilada



4. conducción con radiación solar directa en los envolventes opacos y casos en estado transitorio de transferencia de calor conductivo

4.1 concepto de 'temperatura sol-aire' en la ecuación conductiva

4.2 respuesta dinámica de los edificios en cuanto a calor conductivo: solución de gráficas con frontera convectiva (gráficas de Heisler, Grigall y Grober)

4.3 respuesta dinámica de los edificios en calor conductivo: método de Szokolay

4.4 respuesta dinámica de aislamiento capacitativo y el criterio de elección de tiempo de retardo (material y espesor)

5. procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes

5.1 procesos de radiación: aproximación al método de S.V. Szokolay y de Koenisberger

5.2 valores de irradiación: método de máscara de Koenisberger; revisión de acuerdo a la Norma Térmica Mexicana NOM 008 ENER 2001.

5.3 vidrios o translúcidos: factor de ganancia solar (SHGC solar heat gain coefficient)

5.4 diseño de sombreado exterior (coeficiente SE de acuerdo a la norma NOM 008 ENER 2001)

5.5 Cuando es deseable la sombra?

5.6 Concepto «qs»: simplificación de cálculo de ganancias de calor por radiación a través de los ventanales o cubiertas no opacas (criterio Φ ps en las Normas Mexicanas de 2001 y 2011)

6. guía de aplicación simplificada de diseño de edificios con radiación y conducción, conclusiones

6.1 guía de aplicación simplificada de transferencia de calor por radiación y conducción en el diseño de edificios. Relación con el procedimiento de la norma NOM-008-ENER-2001 y NOM-003-ENER-2011

6.2 balance de cargas en función de la posibilidad de ventilar al cuerpo: diagramas de Olesen, y de Yaglou/Houghton y conclusiones de criterio de eficiencia térmica

- el objetivo de éste trabajo es *acercar el conocimiento de procesos de transferencia de calor por conducción y radiación a la etapa inicial de un proceso de diseño de edificios*

la integración temprana de desempeño térmico genera *bases para acondicionar el aire de un espacio interno con el menor consumo de energía externa por unidad de área habitable (eficiencia)*

como las crecientes demandas de la población urbana han causado nuevos patrones de construcción, el conocimiento vernáculo de la adaptación a climas a menudo no es aplicable

- se usa una metodología de teoría/problemas resueltos para ver comportamientos de transferencia de calor en los proyectos. En estos capítulos la teoría e implementación es más extensa.

al final del documento hay una guía de pasos cortos para el diseñador no especializado en el tema para incorporar variables a sus primeros volúmenes. En esta sección los pasos son cortos y de aplicación práctica. Los mismos quedan ligados a los capítulos principales del trabajo si se desea profundizar temas específicos.

.

1. Transferencia de calor en envolventes de edificios y gestión de energía

cont. de capítulo

1.1 *transferencia de calor y gestión de energía en el marco de la ecoeficiencia*



1

1.1

transferencia de calor y gestión de energía en el marco de la ecoeficiencia



La gestión de energía es el enfoque que ha tomado el ecodiseño de edificios.

La idea (1) de «*hacer el máximo con tu energía en los edificios*» implica un **enfoque científico** y no sólo conceptual-cualitativo en el diseño. Cada vez más se pide a los diseñadores cumplir metas de eficiencia que tienen que alcanzarse mediante una metodología conjunta de diseño-cálculo.

Los edificios de alta eficiencia energética tienen como uno de sus componentes la eficiencia térmica.

Esta puede ser vista como la relación de demanda energética para lograr acondicionar la temperatura del aire habitable por unidad de área. Así, la medida de unidades de kWh/m²/año es una forma comunmente usada para asegurar y comparar rendimientos energéticos en diseño térmico de edificios que integran sus instalaciones mecánicas. Finalmente se busca lograr una temperatura de aire diseñada con el menor consumo posible de energía por unidad de área.

Otra forma similar de controlar parámetros de diseño térmico hacia la eficiencia es como lo hace la reciente norma mexicana NOM-003-ENER-2011 que totaliza las cargas térmicas de un edificio proyectado por efecto de sus envolventes, pérdidas o ganancias, y éstas tienen que ser comparadas a una referencia límite establecida en el mismo documento. La norma no se involucra sino indirectamente con el consumo de energía sino que mide y limita las cargas térmicas. La norma DB-HE-1 del Código Técnico de la Edificación de España dirige el diseño de edificios igual que las normas mexicanas hacia un cumplimiento de las cargas máximas de calefacción y refrigeración. En París, como otro ejemplo, crecientemente se han adoptado parámetros más rigurosos y se han limitado ahora los consumos de energía eléctrica a 50 kWh/m²/año para edificios residenciales nuevos, lo cual representa una meta alta si se compara con los más de 160 kWh/m²/año en edificios viejos en esa localidad.

Primero: reduce la demanda. Segundo: verifica la fuente de energía. Tercero: produce energía en el sitio del edificio

Producir energía en sitio es una tendencia que están adquiriendo incluso a nivel de regulación los edificios en muchas partes del mundo. Verificar la fuente de energía es un 2do concepto muy ligado a la meta-país en el entendido de que cuanto más

(1) 2010, Schneider Electric (1992), «make the most of your energy» **Gestione su edificio de Oficinas eficientemente.** (Schneider Electric España, Barcelona)



contaminantes sea la producción en las fuentes de energía que suplen un edificio, mayor debe ser el enfoque ecoeficiente del mismo.

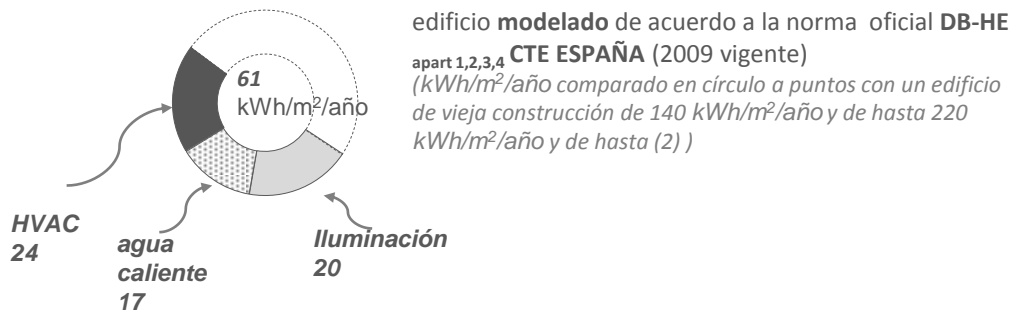
Este trabajo se limita al 3er principio: enfoque térmico o de diseño de temperatura del aire habitable reduciendo la demanda energética para tal efecto en los edificios.

Es preciso decir sin embargo que los tres principios tienen un mismo eje que los rige: «no se puede gestionar la eficiencia de algo que no se puede medir». De esto se desprende que el equipo diseñador de eficiencia energética en los edificios nuevos debe tener un enfoque de cálculo acompañando el enfoque arquitectónico. La posibilidad de una eficiencia energética mayor en el caso térmico depende de la integración de los temprana de las variables al diseño pues muchas de las decisiones fundamentales para mejorar el cálculo dependen de la orientación y la composición de las pieles del edificio.

Dentro de la idea de reducir la demanda de los edificios, se encuentra la demanda térmica, suplida cuando es necesaria por equipos de calefacción, ventilación y aire acondicionado (conocidos como equipos HVAC por sus siglas en inglés). Éstos equipos en edificios de oficinas en España por ejemplo, suelen superar en conjunto con la iluminación más del 70% de la demanda de kWh/m²/año en un edificio (fig 11-1) por lo que adquiere mucha importancia su gestión. Sin embargo, el diseño térmico del edificio también es crítico el caso de regiones donde existe la posibilidad de diseñar espacios sin acondicionamiento mecánico de temperatura del aire: de éste depende tal posibilidad porque si las cargas se aumentan ya no será factible un diseño así (ver diseños de conclusiones en sección 6.1 y 6.2).

También debe analizarse que eficiencia en el diseño de sistemas de iluminación y agua caliente solar se ha mejorado mucho en los últimos años desde la producción de éstos equipos por los fabricantes al no ser un criterio de diseño que –como los factores que llevan al HVAC- dependen tanto del diseño propio de las componentes de la edificación y no sólo del equipo mismo.

(fig 11-1)



confort térmico en la demanda energética para equipos HVAC. En los últimos 30 años el conocimiento de los procesos físicos de transferencia de calor en materiales se ha aproximado más al diseño de espacios habitables de uso

- (2) Datos del Programa «Madrid Ahorra»
- (3) Lejos del diseño de arquitectos y más relacionado con la producción y la industria, desde los primeros 1900's (Carrier, 1905) surgen intentos científicos para integrar en un índice de confort en el que diferentes parámetros del medio ambiente sean relacionados con las necesidades de habitabilidad. Los diagramas de Yaglou y Houghton con trabajos sucesivos a 1923, son aún hoy otro ejemplo de encontrar generalidades para una escala que reconocía el efecto de la humedad en la sensación térmica del cuerpo humano.



cotidiano. La demanda energética se da al integrar las necesidades de confort como parámetro dentro del diseño. Respecto a esto debe mencionarse que aún existen discusiones sobre la determinación de las condiciones de confort para el hombre. Uno de los criterios más aceptados viene dado por la expresión de Auliciems (4). La expresión es usada a la hora de *determinar zonas de confort ajustadas a las preferencias estacionales de los usuarios*, dentro del diagrama psicrométrico. Durante el desarrollo de éste trabajo el cálculo de Auliciems no se realiza, pero puede tenerse presente para referenciar las demandas energéticas de un espacio (5).

De Auliciems se obtiene un factor para ubicar dos zonas de confort diferentes durante el año en climas de estaciones marcadas. Para climas cálido/húmedos las diferencias entre épocas (éstos ajustes de largo plazo del metabolismo) son mínimas (fig 11-3). La expresión viene dada por:

(Ec. 1.1 a)

$$T_n = 17,6 + 0,31 \cdot T_{o.av}$$

Y se puede ver en éste ejemplo:

ejemplo en verano Albuquerque Nuevo México (fig 11-2):

$$T_{o.av} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_n = 17,6 + 0,31 \cdot T_{o.av} \quad T_n = 26 \text{ }^\circ\text{C}$$

los límites son definidos como $T_n \pm 2,5 \text{ }^\circ\text{C}$ entonces :

$$T_L = 23,5 \quad T_U = 28,5 \text{ (éstos se pueden marcar desde la TBH a la curva 50\% HR)}$$

(fig 11-2)

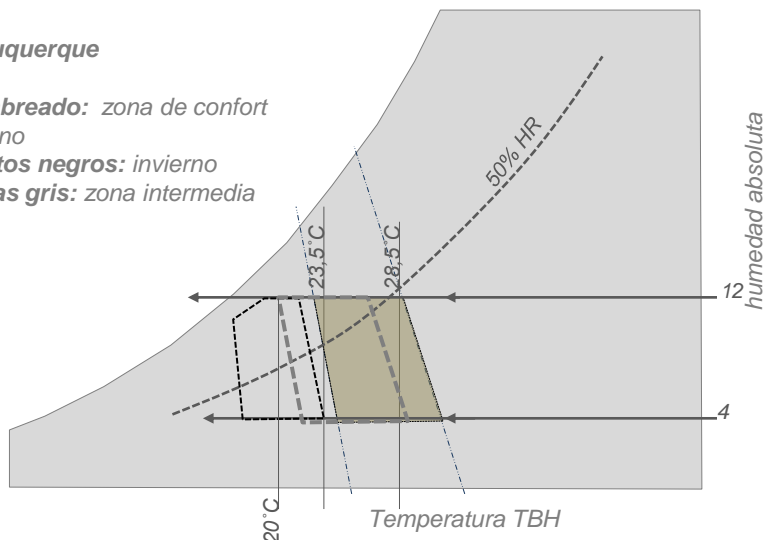
Albuquerque

sombreado: zona de confort verano

puntos negros: invierno

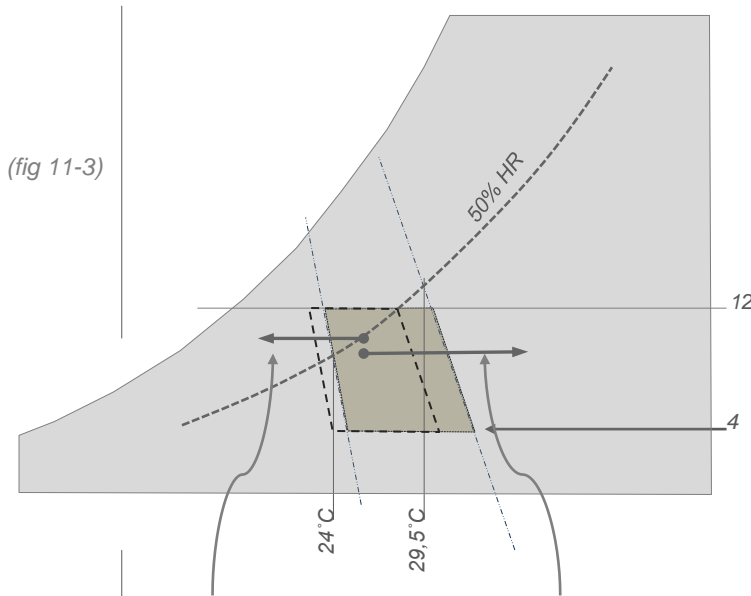
líneas gris: zona intermedia (5)

desplazamiento de zonas de confort por expresión de Auliciems sobre diagrama psicrométrico



- (4) Auliciems, A. (1985), citado por Karyono, *Validation of the Predicted Mean Vote Model of Thermal Comfort in Six Australian Field Studies*, *ASHRAE Transactions*.
- (5) Karyono, T.H. (1996), *Discrepancy between actual and predicted thermal votes of Indonesian workers in Jakarta, Indonesia*, *The International Journal of Ambient Energy*.

Algunos autores como Karyono y Givoni han dudado de los límites tan bajos o tan alto determinados por la ecuación de Auliciems y prefieren ser más conservadores con una zona intermedia o desplazamientos pero más ligeros.



Bocas del Toro, Panamá

sombreado: zona de confort verano
puntos: invierno

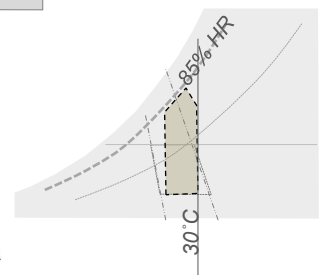
de éste documento se obtienen herramientas de diseño que permitan limitar los desplazamientos horizontales de ganancias y pérdidas de calor en los espacios.

Diversos autores han realizado una corrección al método de Auliciems para humedades relativas mayores que consideran tolerables hasta llegar a 85% HR o cercana. Aún bajo este esquema destaca la idea que rige en éste documento (punto *i* en diagrama): de controlar los desplazamientos horizontales —en éste caso particular hacia las ganancias de calor- (temperatura bulbo seco) como principio de lograr la mayor eficiencia energética en consumos de equipos HVAC.

(fig 11-4)
límite de la “ampliación de climas tratables con ventilación”
región húmeda



(fig 11-5)



- (6) En la figura 11-4 se muestran una ampliación de climas tratables con ventilación a partir de la interpretación de Chalfoun (Nader Chalfoun, College of Arch & Landscape Arch, U Arizona). Otros autores, principalmente los que no han trabajado en regiones tropicales cálido-húmedas, construyen la “zona de ampliación de climas tratables con ventilación” si tolerando las HR altas pero no las TBS mayores a 28°C ó 30°C (por ejemplo SERRA , Dpt. Física Aplicada - ETSAB Univ. Politècnica de Catalunya): fig 11-5.

2. procesos físicos en la conducción de calor en el diseño de envolventes de edificios

contenido de capítulo

2.0 *procesos físicos en la transferencia de calor por conducción para envolventes de edificios. Introducción*

2.1 *ley de Fourier: formulación básica y aplicación en edificios*

2.2 *pendiente y rendimiento térmico de una pared con transferencia de calor por conducción*

2.3 *importancia de una dirección principal en la transferencia del calor conductivo en los envolventes*



2

2.1

ley de Fourier: formulación básica y aplicación en edificios

En la predicción de la *transferencia de calor* en edificios, la conducción es el factor (junto con la ganancia de calor por radiación) que quizás ha tomado mayor importancia en la carrera por lograr ambientes con nuevas y más rigurosas normas de habitabilidad térmica, así como el cumplimiento de estas con el mayor ahorro energético posible (3).

Ley de Fourier: formulación básica

Una gradiente de temperatura en una sustancia homogénea resulta en una tasa de transferencia de energía a través del medio que puede ser calculada por

(Ec. 2.1 a)

para cuantificar la transferencia de calor por conducción el modelo es la Ley de Fourier

$$q = -kA \frac{\delta T}{\delta n}$$

donde $\delta T/\delta n$ es la gradiente de temperatura en dirección normal al área A.

El *flujo de calor* o transferencia de calor por unidad de área q_x (W/m²) es la *velocidad* con la que se transfiere el calor en la dirección x por área unitaria perpendicular a la dirección de transferencia, y es proporcional a la gradiente de temperatura ($\delta T/\delta n$) en esta dirección.

La *conductividad térmica* k es una constante experimental (una *propiedad*) para el medio por el cual se realiza la conducción, y puede depender de otras propiedades como temperatura y presión como se verá luego. Las unidades de k son *Btu/hr ft °F* o el sistema de unidades internacional que es el que en adelante se usa más en este documento son *W/m K*. Es una propiedad de los materiales de los edificios; aquí se explica primero su comportamiento básico como principio, sin embargo en el capítulo 3 se amplía el concepto de k hacia el de *coeficiente global de transferencia de calor* que es más aceptado para arquitectura sobre todo tratándose de envolventes exteriores.

El signo negativo en la *ley de Fourier* (Ec. 2.1 a) es necesario por la 2da ley de termodinámica : la energía térmica resultante de una gradiente térmica debe transferirse de una región más caliente a una más fría. El flujo de calor es una cantidad direccional (4); en particular la dirección q_x es normal hacia el área A de la sección transversal. La dirección del flujo de calor siempre será normal hacia una superficie de temperatura constante llamada superficie isotérmica.

(3) En España por ejemplo las primeras normas de comportamiento térmico relacionadas a ganancias de calor para el verano y pérdidas para el invierno fueron obligatorias desde los años setenta. Hoy la preocupación por temas ambientales en tanto se ha mostrado la relación del consumo para el equipo mecánico térmico con la producción de energía sucia como el carbón.

(4) Incropera. **Fundamentos de transferencia de calor.** (Wiley & Sons ,1996)

2

2.0

procesos físicos en la transferencia de calor por conducción para envolventes de edificios.

El diseño térmico en la arquitectura de los edificios manipula los envolventes relacionándolos con la transferencia de calor

El objetivo principal de las secciones 2 a la 5 sobre transferencia de calor es estudiar los *modos* de transferencia de calor y el desarrollo de relaciones matemáticas para calcular las *velocidades* de transferencia. Este es en si mismo el objetivo de la ciencia de transferencia de calor: las *tasas temporales de transferencia de calor* (1). Posterior a establecer la teoría de cada capítulo de este bloque se estará en posibilidad de acoplar el trabajo con A: la modulación de volúmenes arquitectónicos y sus envolventes y B: esta temática de la física de los materiales en las “pieles” de edificios. Esta relación de dos es la que ha recibido el nombre de “diseño térmico de edificios”. Dentro de esta relación se montará finalmente el análisis de *envolventes prototipo con énfasis en el estudio volumétrico del edificio y de manejo geométrico de la piel en si misma como material usualmente compuesto*.

-La estructura de análisis y diseño de la “diseño térmico en los envolventes de los edificios” es el objetivo de esta investigación.

-Conocer los mecanismos de transferencia de calor aplicables es el primer paso para articular las disciplinas.

Siempre que exista una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre cuerpos, debe existir una transferencia de calor . De modo que

la transferencia de calor es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas (2).

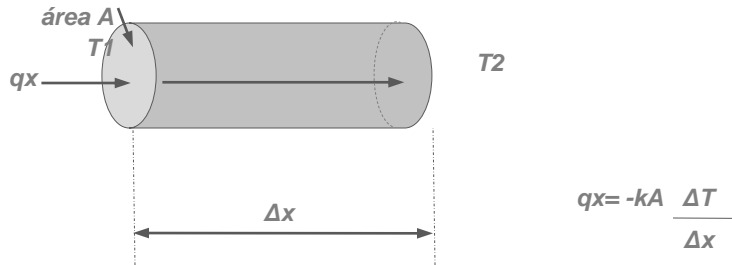
Cuando se trata de un gradiente de temperaturas en un medio estacionario -una sustancia homogénea- se usa el término conducción. Este medio es usualmente sólido pero la física de materiales también estudia conducción en fluidos (son poco frecuentes los medios fluidos en estado estacionario y menos aún en edificios: es difícil en la practica contener una sustancia homogénea sin movimiento aunque en algunos raros casos de la arquitectura como los vidrios de cámara esto se aproxima). Los capítulos del 2 al 4 se refieren a este tema involucrando prácticas comunes de arquitectura.

(1) Pitts y Sissom. *Theory and problems of heat transfer*. (Mc Graw Hill, 1977)

(2) Incropera. *Fundamentos de transferencia de calor*. (Wiley & Sons ,1996)

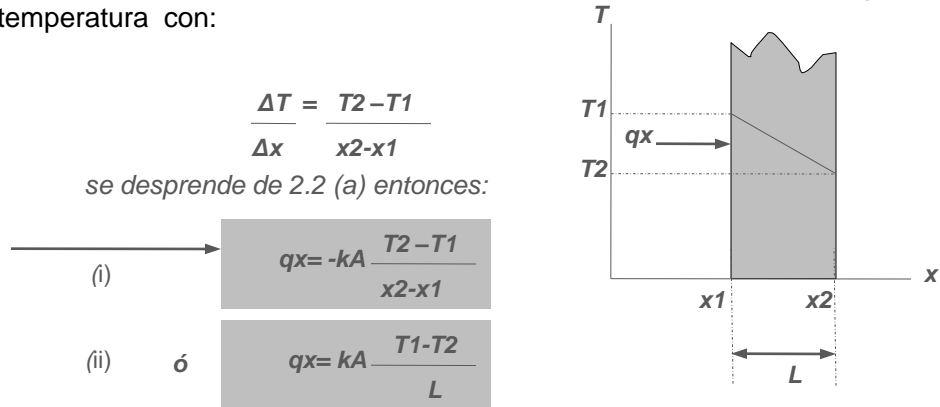
Si se considera la superficie (fig 21-1), aislada en su parte lateral, para no considerar los flujos hacia costados, y sus superficies extremas se mantienen a diferentes temperaturas con $T_1 > T_2$. La diferencia de temperatura causa una transferencia de calor por conducción en dirección qx .

(fig 21-1)



La gradiente de temperatura en dirección normal al área A se expresa con una longitud de pieza Δx y A la sección transversal. Cuando (Ec 2.1 b) como en este caso el perfil de la temperatura es *lineal*, es permisible reemplazar la gradiente de temperatura con:

(Ec. 2.1 b)



El “estado estable” ocurre cuando la temperatura en todo punto del cuerpo, así como en superficies, no depende del tiempo.

Esta *linealidad* existe en un medio homogéneo con un valor fijo k y una conducción unidimensional de estado estable.

Si la temperatura *cambia con el tiempo*, como sucede con edificios en climas con una oscilación de temperaturas diaria importante, la energía está siendo almacenada o removida (la tasa se estudiara en la sección 4.2 a 4.4).

Es bueno mencionar que aunque el estado estable en conducción es un análisis simplificador (tanto que la arquitectura vernácula ha tenido una larga tradición de desempeño con temperaturas cambiantes horarias: estado transitorio), investigadores (5) sugieren que este análisis soluciona en si mismo la gran mayoría de las situaciones de conservación de energía y confort, y que además puede considerarse la introducción para cálculos más complejos.

el “estado estable” es un análisis simple que resuelve los principales problemas de conducción en muchas localidades

(5) Sv Sokolay y Koenissberger. **Viviendas y edificios en zonas tropicales**. Los autores señalan que el diseño de “flujo calorífico no periódico o estable” es la piedra angular del diseño térmico.

la poca predictibilidad en climas por localidad y por efectos del cambio climático da más fuerza al análisis de estado estable

A esto se suma el hecho de que en ciudades con mucha influencia de masas húmedas de aire, la presencia de nubes hace muy variable las condiciones de temperatura. En zona tropical como ejemplo las condiciones pueden ser de mañanas tanto soleadas como obscuras en una misma época, de manera que suponer solo una de esas para el cálculo y diseño no es una buena opción: se toma entonces con frecuencia la condición más rigurosa y se asume "estable" (estable con mucha radiación para casos de clima cálido) para el resto de horas.

flujo por conducción entre superficies a dos temperaturas desiguales

Ej 2a
conducción simple superficie/superficie

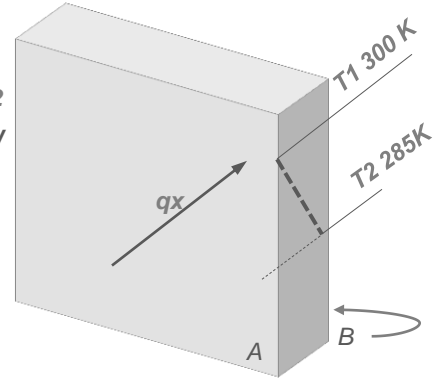
Consideramos una pared interna de un edificio, hecha de ladrillo de arcilla de 0.15m de espesor con área de 5x3m, con conductividad térmica de 1,4 W/m °K (fig 21-2). Durante la operación del edificio se registran temperaturas de superficie de 300 K en la superficie A y 285 K en la B. Calcular la velocidad de pérdida de calor de esa pared.

usando (2.1 a)

$$q_x = 1,4 \text{ W/m K} \cdot \frac{15\text{K}}{0,15\text{m}} = 140 \text{ W/m}^2$$

El flujo para la pared: $q_x = 140 \text{ W/m}^2 \cdot 15\text{m}^2$
 $q_x = 2100 \text{ W}$

(fig 21-2)



2.2

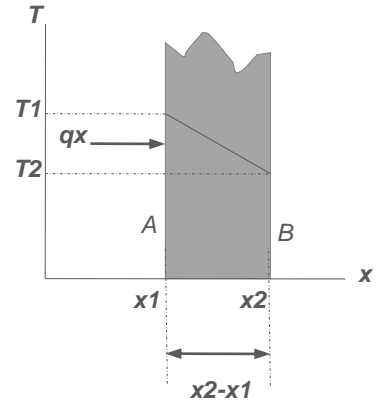
pendiente y rendimiento térmico de una pared con transferencia de calor por conducción

De acuerdo a lo explicado en cuanto a que la gradiente térmica es la transferencia de energía térmica de una región más caliente a una más fría, debemos entender que el flujo de calor es direccional en dos sentidos principalmente en el caso de paredes o elementos constructivos de edificios (revisar conceptos de la sección 2.3 y fig 23-1 para la particularidad de estos elementos constructivos a diferencia de otros volúmenes).

Ej 2b
conducción simple superficie/superficie

Determine la transferencia de calor en estado estable por unidad de área a través de una placa de un material cerámico de una pared interna de una vivienda (similar al de la fig 22-1); de 1.5 pulgadas (38,1mm) de grueso. La placa mantiene temperatura uniforme de superficie de 315,93 °K y 299,26 °K respectivamente caras A y B. La conductividad térmica de la placa no está en unidades SI, por lo que hay que iniciar por esta conversión: k es 0.11 Btu/hr ft °F.

(fig 22-1)



usando (2.1 b i)

$$q_x = -kA \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1}$$

$$q_x = -kA \frac{T_2(\text{supA}) - T_1(\text{supB})}{x_2 - x_1}$$

$$k = 0,11 \text{ Btu/hr ft } ^\circ\text{F} = 0,11 * 1,729 \text{ W/m } ^\circ\text{K}$$

$$k = 0,1903 \text{ W/m } ^\circ\text{K}$$

$$q_x = -0,1903 \text{ W/m } ^\circ\text{K} \frac{299,26 \text{ } ^\circ\text{K} - 315,93 \text{ } ^\circ\text{K}}{0,0381 \text{ m}}$$

$$q_x = 83,3 \text{ W/m}^2$$

Ver tabla D.1 en conversión de valores k del sistema de unidades británicas de ingeniería

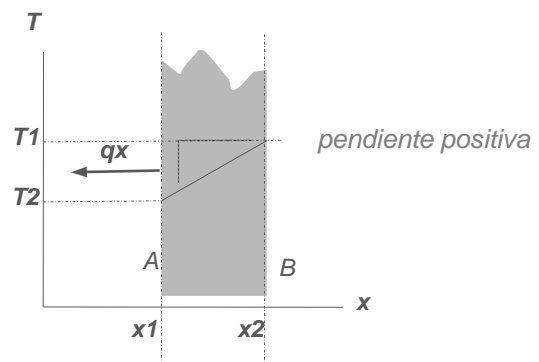
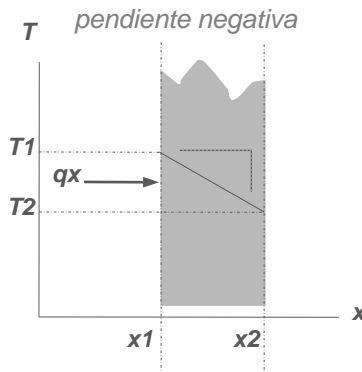
El flujo para la pared por unidad de área es:

$$q_x = 83,3 \text{ W/m}^2$$

en dirección a la temperatura más baja T2 que es dirección positiva de x

De tal forma que la ecuación Ec. 2.1 b i no tiene signo negativo anteponiéndose si se comporta con pendiente positiva (pérdida de calor desde superficie B hacia A)

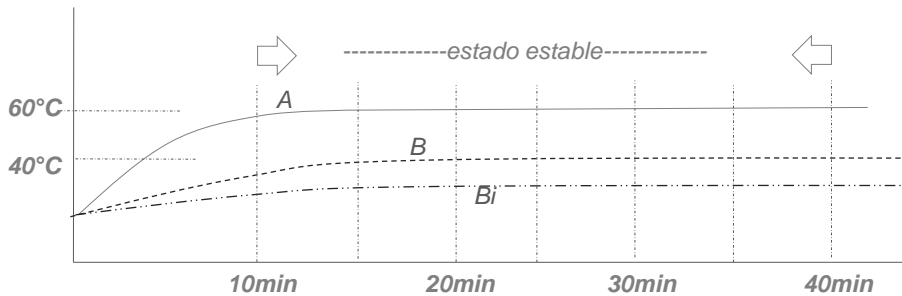
comportamiento de signos de la Ec 2.2b



La conductividad térmica k (analizada a partir del capítulo 3 dentro del *coeficiente global de transferencia de calor*) presenta diferentes rendimientos en función de los materiales y espesores de ellos. Si se considera (*fig 22-2*), una situación de análisis de dos temperaturas de superficies respectivamente A y B en dos materiales diferentes, al tener una (A) calentada por algún medio, existirá previsiblemente un mayor rendimiento (resistencia) de alguna de ellas al tener menor transferencia por conducción.

nota a la fig 22-2: para ampliar concepto de predicción de temperaturas de superficie y de habitación sin acondicionamiento mecánico puede verse la sección 3.2 (ej 3b) y sección 3.3.

fig 22-2 rendimiento de dos tipos de losas de concreto prefabricadas en una situación experimental de dos temperaturas



Ej 2c

Comparación de rendimiento de dos paredes diferentes, ante un flujo de calor simple en estado estable (superficie/superficie).

Considere una pared interna de una habitación diseñada al lado de un espacio generador de calor de un edificio, dándose una diferencia de temperaturas de superficie de 40°C (zona caliente) a 20°C (temperatura de diseño de habitación). Esta pared tipo 1 es de 0.08m con $k= 0.3 \text{ W/m K}$.

Diseñar el espesor de una pared tipo 2, de coeficiente de conductividad con inferior rendimiento $k= 1,2 \text{ W/m K}$, para las mismas diferencias de temperatura y manteniendo el mismo flujo por conducción "qx" de la pared tipo 1

usando (2.1 b i)

$$qx = -kA \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1}$$

Calculando primero el escenario de la pared 2 (con 3.2b ii) tenemos, suponiendo una diferencia de temperaturas como ej. de 20 °K:

$$qx = k \text{ (W/m K)} \frac{\Delta T \text{ (}^\circ\text{K)}}{L \text{ (m)}}$$

$$qx = 0,3 \text{ W/m K} * \frac{-20 \text{ }^\circ\text{K}}{0,08\text{m}}$$

$$qx = -75 \text{ W/m}^2$$

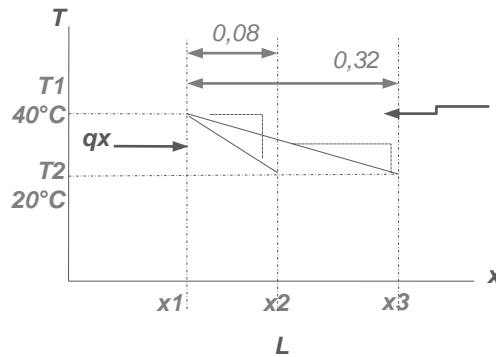
Calculando el escenario de la pared tipo 2..

$$q_x = 1,2 \frac{W}{m K} * -20 \text{ } ^\circ K$$

$$x (m)$$

$$-75 \text{ W/m}^2 = 1,2 \frac{W}{m K} * \frac{-20 \text{ } ^\circ K}{x (m)}$$

despejando :
x = 0,32m



diferentes pendientes se dan por el cambio en el espesor y en k

fig 22-3
 materiales con **k** mayor necesitan más grosor para una misma velocidad de transferencia de calor

En casos de diseño donde las diferencias entre T2 y T1 son grandes, como en este ejemplo 2c y fig 22-3, la arquitectura más reciente ha ido optando por materiales más livianos con excelente valor de coeficiente global de transferencia de calor (y valor k que es integrado a este concepto). Los materiales pesados se usan hoy menos por un tema de facilidad y costo de construcción siendo que finalmente pueden tener un mismo o peor rendimiento.

La excepción siguen siendo muchas veces los casos donde el aprovechamiento de la oscilación de temperaturas diarias es grande y se diseña para almacenar calor y entregarlo con un tiempo de retardo a un espacio habitable. Esto se analiza en las secciones 4.2 a 4.4.

2.

2.3

Importancia de una dirección principal en la transferencia del calor conductivo en los envolventes

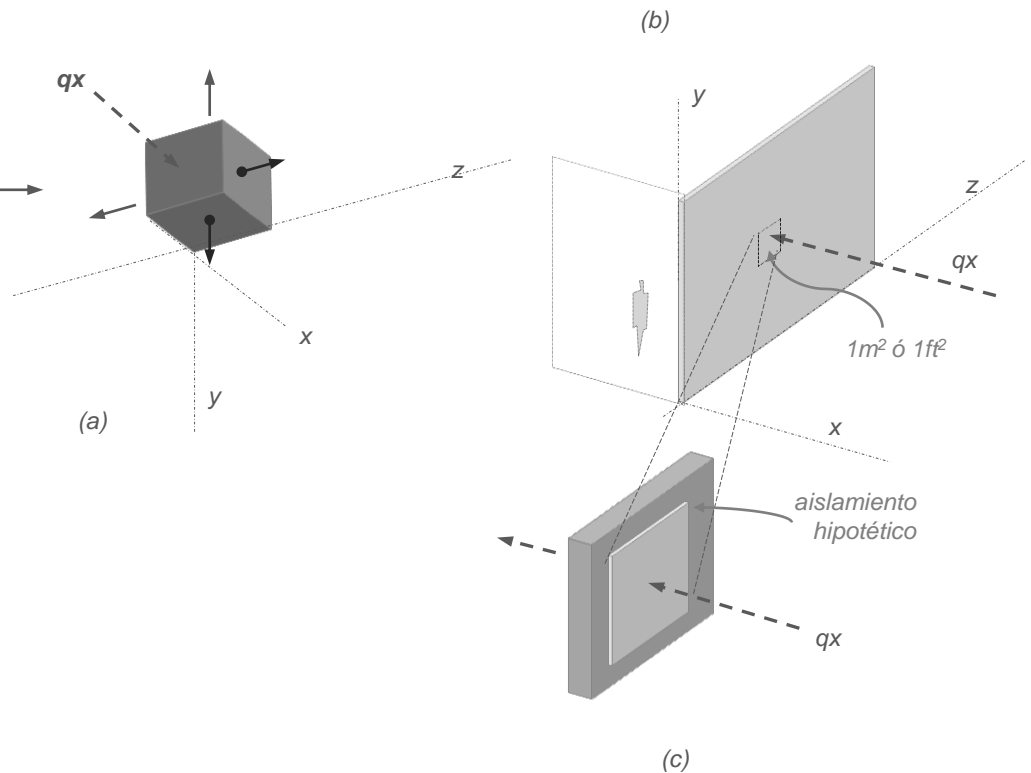
La tasa de transferencia de calor conductivo en un punto de un medio está relacionada a la *gradiente de temperatura local* por la ley de Fourier.



Sin embargo, antes de ver más a fondo la mecánica de la transferencia en una dirección y del coeficiente global de transferencia de calor, debe entenderse que los envolventes de los edificios cumplen normalmente una regla fundamental: *cada elemento de pared, cubierta o piso es muy grande en dos direcciones (y, z) y muy pequeño en una.*

Dependiendo de las características volumétricas del medio, la transferencia de calor puede ser en la dirección de un eje “x” solamente, o multidireccional también en los ejes y, z; es decir, en éstos casos la transferencia de calor por conducción resulta en un vector tridimensional. El caso de los envolventes de edificios es el primero normalmente.

fig 23-1



la transferencia “unidimensional” en conducción de estado estable aplica a la mayoría de los casos de análisis térmico de edificios

por el “principio de dirección principal” para edificios la **gradiente de temperatura es usualmente significativa sólo en la dirección x**, que es el espesor de pared del elemento de envolvente

Esto significa que en los envolventes la **disipación de la energía hacia otras direcciones (como en la fig 23-1 a) no es importante y casi toda la transferencia estará dada por unidad de área del interior del edificio al exterior o viceversa (como en la fig 23-1 b, por cada/m²).**

En envolventes por lo tanto, cada unidad de área puede entenderse como una **sección aislada (fig 23-1 c) en sus direcciones z, y**. Cada vez que se hace un corte transversal como esquema para analizar la gradiente de temperaturas será en la dirección x –ya sea positiva o negativa-.

Así, por ejemplo, cuando sea analizada la pérdida de calor de un espacio a un medio siguiente, debe considerarse cada plano en su sistema de coordenadas individual y posteriormente se realizará la sumatoria de pérdidas. Como en el siguiente caso de la fig 23-2) calculando en cada sistema de coordenadas por pared la transferencia en la dimensión x:

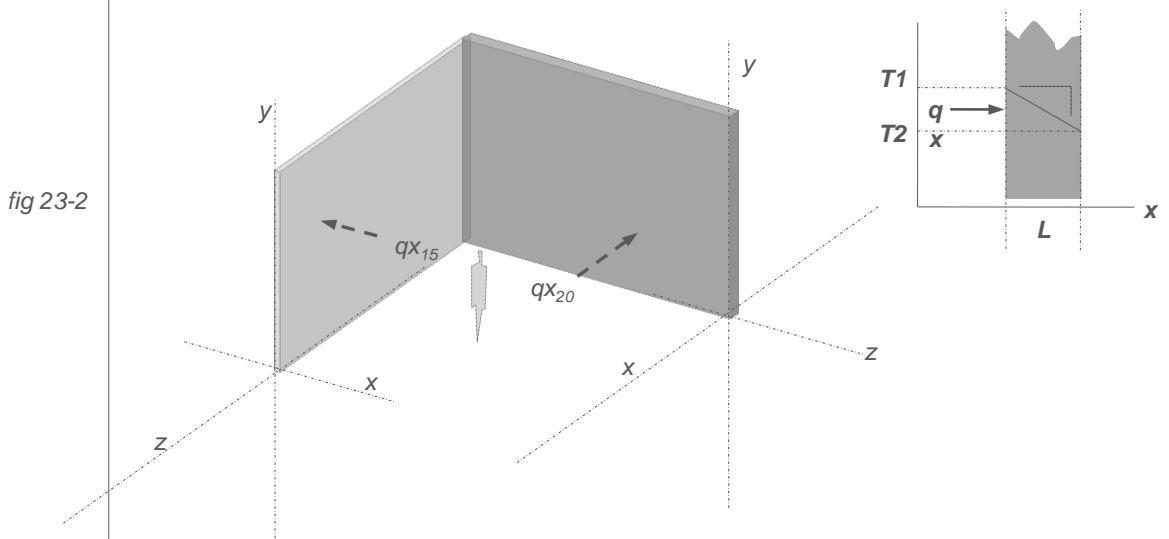


fig 23-2

Como en este caso de la fig anterior, se realiza primero el cálculo de qx (en orientación de eje x) para la pared de 15cm y luego el mismo para la pared de 20cm.

También en cada medio, la **gradiente en cualquier punto deseado del medio puede formarse y consecuentemente la tasa de intercambio de calor puede ser calculada**. Así podemos decir que el análisis de la conducción busca conocer la **distribución de las temperaturas en un material o medio (campo de temperaturas en un medio y su influencia en el siguiente medio)**. Esto último se amplía en sección 3.2 (y Ec 3.2 c).

3. la particularidad de la transferencia de calor conductivo en las pieles de los edificios: la exposición al medio como un problema convectivo-radiante y no solamente conductivo

cont. de capítulo
↓

- 3.1 *condiciones de frontera convectiva-radiante en envolventes de edificios*
- 3.2 *valor U: coeficiente global de transferencia de calor*
- 3.3 *como obtener los factores de coeficiente de película superficial? (resistencia térmica por frontera)*
- 3.4 *cálculo de una tasa máxima permisible de flujo por conducción simple aire/aire: dimensionar aislamiento*
- 3.5 *modelado térmico del edificio por sumatorias de planos para transferencia por conducción aire/aire sin radiación directa*
- 3.6 *conductividades térmicas como la suma de las resistencias*
 - *resistencias de cuerpo*
 - *resistencias superficiales*
 - *resistencias de cámara*
- 3.7 *resistencias de cámara no ventilada y ventilada*

3

3.1

condiciones de frontera convectiva-radiante en envolventes de edificios

La interacción de los edificios con un medio convectivo como es el aire de la localidad hace que las condiciones de *frontera convectiva-radiante* ocupen un papel importante en el análisis del flujo conductivo de los edificios.



La *conductancia superficial* es la base (1) de la construcción de la frontera convectiva-radiante en el intercambio calorífico de las superficies. Esta condición de frontera se considera que complementa la variable de conductividad k , y es de amplia aceptación entre diseñadores y fabricantes de productos de envolventes hoy. En concepto viene explicado por:

La ley de enfriamiento de Newton (2) que puede ser escrita como:

(Ec. 3.1 a)

$$q = h \cdot A \cdot \Delta T$$

donde

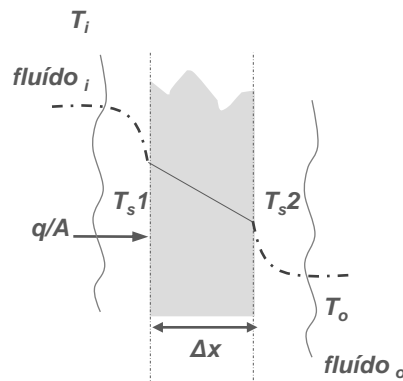
h = coeficiente de transferencia de calor convectivo y radiante en $\text{Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ o $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$

A = área normal a la dirección del flujo de calor, en ft^2 o m^2

ΔT = diferencia de temperaturas entre la superficie del sólido y el fluido (aire en el caso de edificios) en $^\circ\text{F}$ o $^\circ\text{K}$

La *fig. 31-1* muestra la solución particular para edificios donde hay una situación particular de dos fluidos (conducción aire/aire, se puede anotar en ésta que el valor de situación convectiva exterior es especialmente importante, más que la interna.

(fig 31-1)



- (1) Sv Sokolay y Koenissberger. **Viviendas y edificios en zonas tropicales**. El concepto se utiliza también de forma importante en el capítulo de radiación solar directa en plano opaco (sección 4.1)
- (2) Pitts y Sissom. **Theory and problems of heat transfer**. (Mc Graw Hill, 1977)

3 - La particularidad de la transferencia de calor conductivo en las pieles de los edificios: la exposición al medio como un problema convectivo-radiante y no solo conductivo

Una resistencia térmica se asocia con la transferencia de calor mediante procesos de convección-radiante a una superficie:

aplicando (Ec. 3.1 a) a ambas superficies exterior e interior de un envolvente de un edificios se obtiene la **resistencia térmica para la frontera**:

$$R_{conv} = \frac{(T_s - T_\infty)}{q} = \frac{1}{hA}$$

y aplicando a las dos superficies:

$$q = \frac{(T_{\infty i} - T_{s1})}{1/h_i A} = \frac{(T_{s2} - T_{\infty o})}{1/h_o A}$$

e incorporando el elemento de pared con su resistencia de conducción como en la fig 33-1:

(Ec. 3.1 b)

$$q = \frac{(T_{\infty i} - T_{s1})}{1/h_i A} = \frac{(T_{s1} - T_{s2})}{L/k A} = \frac{(T_{s2} - T_{\infty o})}{1/h_o A}$$



la forma práctica de usar esta ecuación se ha desarrollado incorporando el valor U que se describe a continuación

3

3.2

valor U : coeficiente global de transferencia de calor

En los edificios, sobre todo por ser los envolventes con frecuencia sistemas compuestos por varias capas (multicapa) y por estar expuestos al medio ambiente, se utiliza el **coeficiente global de transferencia de calor, valor U** , para simplificar los cálculo (o por lo menos realizar parte del cálculo por aparte). Considerando:

(Ec. 3.2 a)

$$q = \frac{(T_{\infty i} - T_{\infty o})}{1/h_i A + L/k A + 1/h_o A}$$

caso de **material homogéneo, no multicapa**

como el cálculo de transferencia fluido/fluido, y a partir de ésto se define U como:

$$U = \frac{1}{A \cdot \sum R_{tot}}$$

y entonces para cualquier geometría las ecuaciones (Ec 2.2 b) se particularizan con fronteras convectivas como

(Ec. 3.2 b)

$$q = U \cdot \Delta T$$

3 - La particularidad de la transferencia de calor conductivo en las pieles de los edificios: la exposición al medio como un problema convectivo-radiante y no solo conductivo

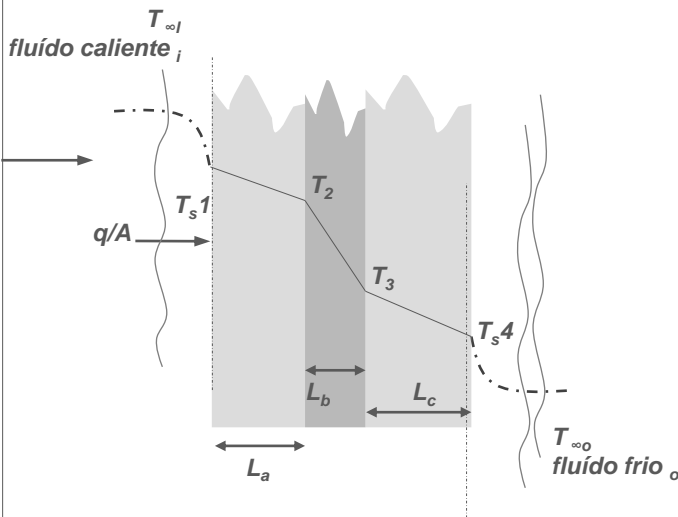
Para una pared multicapa el cálculo de la (Ec. 3.2 a) se extiende a (fig 32-1) :

$$q = \frac{(T_{\infty i} - T_{\infty o})}{1/h_i A + L_a/k_a A + L_b/k_b A + L_c/k_c A + \dots 1/h_o A}$$

(Ec. 3.2 c)

$$U = \frac{1}{1/h_i A + L_a/k_a A + L_b/k_b A + L_c/k_c A + \dots 1/h_o A}$$

(fig 32-1)



Las hojas de datos D1 presentan numerosos valores U para materiales de construcción comunes y para combinaciones de capas que también son de práctica común. Con esos valores se puede proceder al diseño del edificio tal y como lo muestra en la guía de diseño del capítulo 6.



De manera que el cálculo de los factores de frontera no es necesario en la mayoría de las veces pues viene dado por tablas y datos de fabricantes dentro del valor U .

Sin embargo se presentan aquí algunos ejemplos con dos objetivos:

A. para comprender el procedimiento para cálculo de « U » y dejar abierta la posibilidad de calcularlo cuando no se tenga

B. para mostrar que en realidad la los factores de frontera se consideran como resistencia térmica debida a frontera convectiva-radiante porque sí alteran el tránsito de calor (de acuerdo a los 2 métodos de la sección 3.3)

El ejemplo 3a muestra la ecuación con valor U aplicado:

Ej 3a

tasa de transferencia de calor en pared homogénea. Cálculo de tasa de flujo e impacto de la frontera convectiva. Y comparación del cálculo con el de valor U de tabla.

Una pared –fig 32-2- esta construida de concreto de 0,5 pies (ft) y tiene como coeficiente de conductividad $k= 0,2,4 \text{ Btu/ hr ft } ^\circ\text{F}$.

Los coeficientes de transferencia de calor convectivo en frontera, en $\text{Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$, son $h_i = 1,8$ y $h_o = 9$. La temperatura interior del es $70 \text{ } ^\circ\text{F}$ y la exterior de aire $20 \text{ } ^\circ\text{F}$.

Calcular la tasa de transferencia de calor de aire/aire por unidad de área ft^2 (a). Calcular con esa tasa el flujo para una pared de 10m^2 y comparar ese cálculo a con el valor de tabla D1 en medida W.

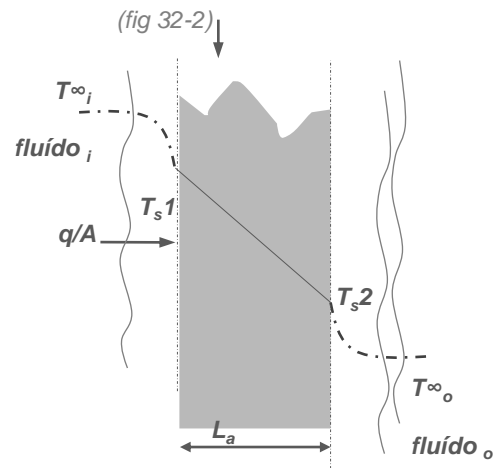
aplicando (Ec. 3.2 a) a ambas superficies exterior e interior del envoltente:

$$q = \frac{(T_{\infty i} - T_{\infty o})}{1/h_i A + L/k A + 1/h_o A}$$

y reacomodando para cálculo por unidad de área:

(Ec. 3.2 d)

$$q/A = \frac{(T_{\infty i} - T_{\infty o})}{1/h_i + L_a/k_a + 1/h_o}$$



(a) entonces:

$$q/A = \frac{(70 - 20) \text{ } ^\circ\text{F}}{\left[1/1,8 + 0,5/0,50 + 1/9 \right] \frac{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}}$$

$q/A = 30 \text{ Btu/ hr ft}^2$

....son **942 W** para la pared de 10m^2 (equiv a $107,6 \text{ ft}^2$)

(b) y al **comparar con el valor de tabla**: usando la tabla D1, $U_{concr} 15\text{cm} = 3,48 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$

$[K] = ([^\circ\text{F}] + 459.67) \times 5/9$

$70^\circ\text{F} = 294,2 \text{ } ^\circ\text{K}$

$20^\circ\text{F} = 266,5 \text{ } ^\circ\text{K}$

entonces para una pared de 10m^2 (usando Ec. 3.2 b):

usando Ec. 3.2 b

$q = U \cdot \Delta T \rightarrow q = U \cdot A \cdot \Delta T$

A

$q = 3,48 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K} \cdot 10 \text{ m}^2 \cdot (294,2 \text{ } ^\circ\text{K} - 266,5 \text{ } ^\circ\text{K})$

$q = 965 \text{ W}$

es usual encontrar pequeñas variaciones entre el valor U calculado y el de tabla; la razón viene del estándar de coeficientes de transferencia de calor convectivo-radiante de fronteras que usó el autor de la tabla.

Ej 3b
en cálculo de conducción con el valor U: encontrar las temperaturas de superficie

Sobre el ejemplo 3a (a) determinar las dos temperaturas superficiales de la pared.

aplicando Ec 3.1 b

$$q = \frac{(T_{\infty i} - T_{s1})}{1/h_i A} = \frac{(T_{s2} - T_{\infty o})}{1/h_o A}$$

$$T_{s1} = (T_{\infty i}) - \frac{q \cdot (1)}{h_i \cdot A}$$

$$T_{s2} = (T_{\infty o}) - \frac{q \cdot (1)}{h_o \cdot A}$$

$$T_{s1} = 53,3^{\circ}\text{F} \text{ que pasados a } ^{\circ}\text{K} = 285$$

$$T_{s2} = 23,3^{\circ}\text{F} \text{ que pasados a } ^{\circ}\text{K} = 268$$

3

3.3

como obtener los factores de coeficiente de película superficial? (resistencia térmica por frontera)



Los coeficientes de frontera convectiva-radiante, también llamados *coeficientes de de película superficial o conductancia superficial* del envolvente son en si mismos, en su recíproco ($1/h_i$ y $1/h_o$), el concepto de resistencia térmica debida a frontera. SV Szokolay desarrolla en 1977 el componente radiante de esta película como factor importante en climas cálidos donde la ganancia de calor es crítica. Su incorporación se analiza en la fig 32-3 en una combinación convectiva-radiante (2i).

Se reconoce, sin embargo, que la manipulación de este valor no es frecuente porque los valores U de tabla regulares contemplan coeficientes de película superficial estándar (como los del método A de abajo).

Las resistencias debidas a frontera convectiva-radiante son una alteración importante que tienen los edificios debido a su exposición ambiental (exterior) y a la exposición al aire y características radiantes al interior.

Entonces, para casos en los que no se disponga del valor U y para casos en los que se quiera revisar un poco más a fondo las condiciones de frontera, se pueden

(2i) SV Szokolay tambien llama a este concepto «conductancia superficial» y a su recíproco $1/h_i$ y $1/h_o$ «resistencia superficial»

considerar 2 métodos sencillos de generación de los coeficientes de frontera convectiva:

→ **método A** (nota 3):

utilizar para capa de superficie **interior en muros** $h_i = 8$

utilizar para capa de superficie **interior** h_i **en cielos** = entre 6 y 10

utilizar para capa de superficie **exterior** h_o **en ambos paredes o tejados** = entre 15 y 25

Adicionalmente Szokolay (nota 4) sugiere para superficie **exterior** h_o : (en W/m^2 grado C)

Tejados o losas muy expuestas $h_o = 55$

Tejados o losas normal $h_o = 22$

Paredes protegidas promedio $h_o = 11$

Paredes exposición normal promedio $h_o = 16$

Paredes exposición severa promedio $h_o = 40$

→ **método B** (nota 4):

construcción de valores h_i y h_o a partir de la gráfica en la fig 33-1 .

De acuerdo al autor (4) este método es el más aproximado para climas cálidos donde las ganancias de calor son una preocupación.

Según autores del Programa de Envolventes del Consejo de Investigaciones de Canadá un mejoramiento de la pintura a una de menor emisividad significa un 9% adicional al valor de resistencia térmica.

Y recordando la sección 3.1 la resistencia viene dada como recíproco de la conductancia superficial.

$$R_{conv} = \frac{(T_s - T_\infty)}{q} = \frac{1}{hA}$$

..de manera que los factores h_o mayores (como los de exposición severa, los de la figura 32-3 ante velocidades altas de viento) representan una resistencia más alta y un valor U más bajo entonces

usando Ec. 3.2 b

$$q = U \cdot \Delta T \longrightarrow q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

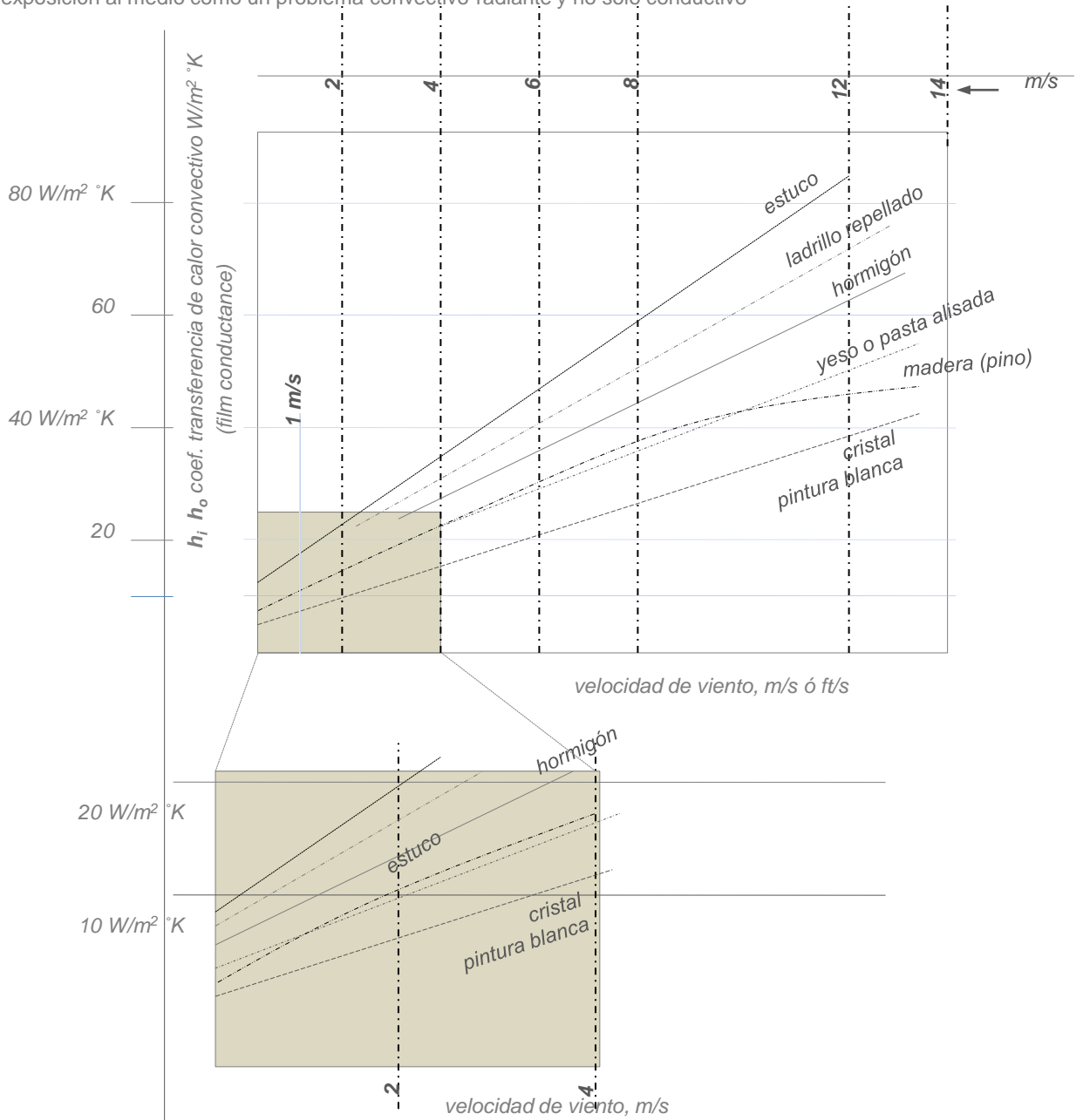
→

A

$$q = 3,48 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K} \cdot 10 \text{ m}^2 \cdot (294,2 \text{ } ^\circ\text{K} - 266,5 \text{ } ^\circ\text{K})$$

$$q = 965 \text{ W}$$

3 - La particularidad de la transferencia de calor conductivo en las pieles de los edificios: la exposición al medio como un problema convectivo-radiante y no solo conductivo



(fig 33-1) **gráfico de valores h_o : conductancia superficial exterior**

(4) adaptación del gráfico generado por Sv Sokolay y Koenissberger (**Viviendas y edificios en zonas tropicales**) Se introducen otros valores generados por el método B.

H. Saber, Maref, Swinton y St'Onge **Thermal analysis of above-grade wall assembly with low emissivity materials and furred air space**, 2011. Los autores desarrollan este y otros criterios como los de barrera radiante interior que se muestra en la sección 5.1.

Ej 3c

construcción de valor U en un envolvente existente o cálculo para un envolvente a proyectar en el que no se disponga

Construya el valor U de una delgada pared de ladrillo de 10cm exterior de un edificio habitacional en una zona cálida, sin aislamiento alguno.

(a) usando ladrillo con $k_L = 1,06 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$ estimar los valores de los coeficientes de frontera convectiva de ambas superficies con método B (gráfico 33-1) y método A para obtener el valor U , y comparar con el valor U de tabla D2

resolviendo (a)

Valores probables:

$$h_i = 8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$$

$$h_o = 12 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i A} + \frac{L_d}{k_d A} + \frac{1}{h_o A}}$$

(usando Ec. 3.2 c)

$$U = 3,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$$

y comparando con el valor de la hoja de datos de ladrillo grueso sencillo 105mm:
 $U = 3,28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$

Ej 3d

construcción de valores h_i y h_o a partir de una medición con instrumentos en un envolvente

Del ejemplo anterior conocemos la tasa q_x de transferencia conductiva aire/aire considerando que un instrumento ha medido:

33.5 °C aire exterior, 32 °C superficie exterior de pared, 27 °C aire superficie interior de pared, 22 °C temperatura de diseño interior.

$$q/x_{a/a} = U \cdot A \cdot (\Delta T \cdot \text{°K})$$

$$q/x_{a/a} = 3,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K} \cdot 1\text{m}^2 \cdot 11,5 \cdot \text{°K}$$

$$q/x_{a/a} = 38 \text{ W}$$

Calcular a partir de estos datos los coeficientes de película superficial h_i y h_o

(usando Ec. 3.1 b)

$$\rightarrow q/A = \frac{(T_{\infty i} - T_{s1})}{1/h_i A} = \frac{(T_{s2} - T_{\infty o})}{1/h_o A}$$

$$38 \text{ W/m}^2 = h_i \cdot A \cdot (T_{\infty i} - T_{s1})$$

$$38 \text{ W/m}^2 = h_i \cdot A \cdot (22 - 27) \text{°C} \quad h_i = 7,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$$

$$38 \text{ W/m}^2 = h_o \cdot A \cdot (T_{s2} - T_{\infty o})$$

$$38 \text{ W/m}^2 = h_o \cdot A \cdot (32 - 33,5) \text{°K} \quad h_o = 25,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$$

3

4

3.4 cálculo de una tasa máxima permisible de flujo por conducción simple aire/aire: dimensionar aislamiento



Determinar el *aislamiento térmico que resultará en un flujo de calor específico por conducción* es un problema común del diseño térmico, y muy común en zonas donde el diferencial de temperaturas entre la de diseño y la exterior es grande ($\Delta T > 10^\circ\text{C}$ por ejemplo).

En edificios el dimensionamiento y consumo del equipo mecánico (calefacción/refrigeración) en relación a unos estándares de confort viene determinado muchas veces por este valor (5).

Por ejemplo, si una unidad de calefacción consume 7kW para una capacidad de 32mil Btu/hr (medida usual de dimensionamiento para comercialización de equipo de calefacción), esa unidad consumirá 70 kWh por diez horas de funcionamiento en su capacidad máxima. De tal forma, un mejoramiento de las capacidades de aislamiento conduce a una tasa de transferencia de calor menor y con ello a un dimensionamiento de equipo más eficiente. El ejemplo siguiente trata al respecto:

Ej 3f rendimiento de materiales para una tasa máxima permisible de flujo por conducción simple aire/aire

Considerando una gran fachada de vidrio de una vivienda, se desea mejorar el rendimiento de un vidrio de capa sencilla en un clima frío con temperatura exterior de 283°K (y una temperatura de diseño de 294°K).

El vidrio en 6mm tiene de acuerdo a tabla un valor $U = 6 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ y el vidrio grueso de 12mm de $U = 5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$.

Calcular la tasa de transferencia de calor para la fachada de 80m^2 con el vidrio de 6mm y luego determinar cual vidrio de cámara por su valor U es necesario para reducir la tasa de transferencia en W a la mitad y con esto bajar la dimensión del equipo de calefacción necesaria.

usando Ec. 3.2 b

$$\begin{aligned} \frac{q_x}{A} &= U \cdot \Delta T \longrightarrow q_x = U \cdot A \cdot \Delta T \\ q_x &= 6 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K} \cdot 80 \text{ m}^2 \cdot (283 \text{ }^\circ\text{K} - 294 \text{ }^\circ\text{K}) \\ q_x &= -5280 \text{ W es la tasa con el vidrio de 6mm} \end{aligned}$$

(5) como se ve en capítulos 4 y 5 en climas tropicales muchas veces este no es el problema principal sino el de control de ganancias de calor por radiación sobre vidrios y sobre planos opacos de baja capacidad resistencia térmica

3 - La particularidad de la transferencia de calor conductivo en las pieles de los edificios: la exposición al medio como un problema convectivo-radiante y no solo conductivo

despejando U
para el 50% de q_x

$$\frac{q_x}{A} = U \cdot \Delta T \rightarrow \frac{(-5280W \cdot 0.5)}{80m^2 \cdot (283 \text{ }^\circ K - 294 \text{ }^\circ K)} = U$$

$$U = 3 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ K$$

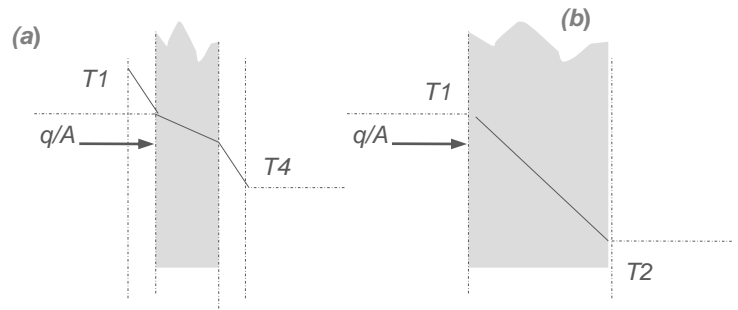
es el valor U necesario para bajar la transferencia del paño de vidrio de $80m^2$ al 50%
(y lograr una tasa de $-2640W$)

La fig 34-1 presenta el ejemplo la situación del ejemplo 3f.

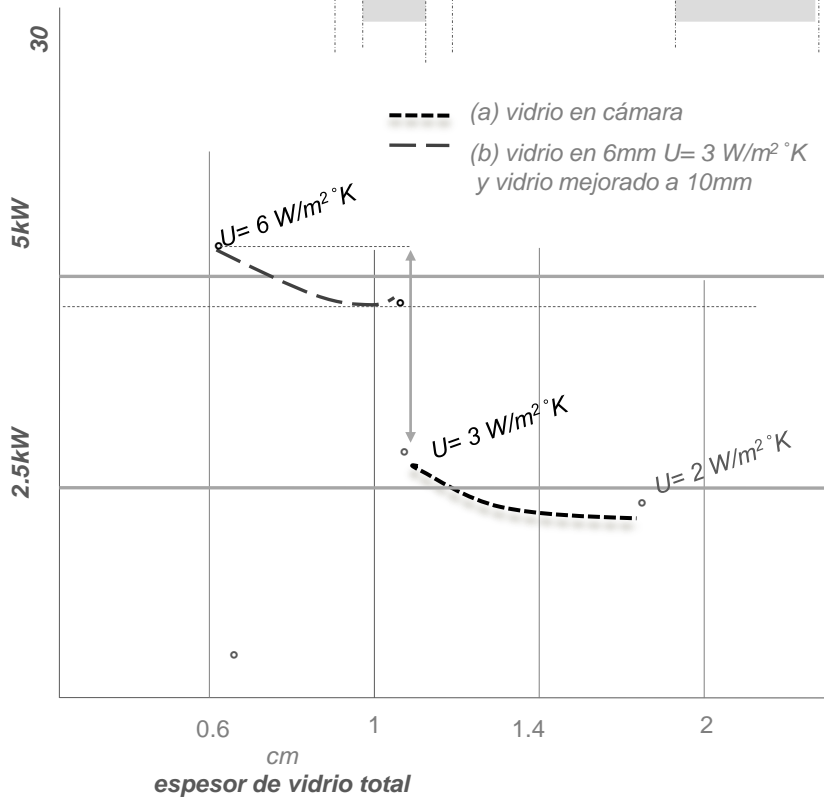
una ventana de $80m^2$ de hoja simple de vidrio, en condiciones de pérdidas de calor importante, (cálculo realizado en T exterior $T_o = 283 \text{ }^\circ K$ y con T interior de diseño $T_i = 294 \text{ }^\circ K$) puede duplicarse su espesor a $12mm$ y con ello el valor U mejora muy poco.

Una ventana de cámara del mismo espesor de $12mm$ con un valor $U = 3 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ K$ reduce al 50% la pérdida de calor del paño

(fig 34-1)



rendimiento de
dos sistemas para
una tasa máxima
de flujo



3

3.5

3.5 modelado térmico del edificio por sumatorias de planos para transferencia por conducción aire/aire sin radiación directa



En la conducción simple aire/aire (6), sin radiación directa sobre las partes opacas , el edificio *debe considerarse como unidad rodeado de un fluido (aire) y por lo tanto todos sus planos expuestos a éste medio deberán sumarse bajo el principio de coordenadas por plano y dirección «x».*

La norma térmica mexicana NOM 008 ENER 2001 señala a este respecto:

- i. que se sumarán para conducción todos los planos que enfrenten al exterior, excepción de la colindancia con tierra.*
- ii. que hay casos atípicos como un estacionamiento en planta baja o sótano que – sin ser exterior- sumarán calor.*

La norma del CTE española señala en esto temas similares pero adicionalmente:

- i. que las paredes que se generen en colindancias con predios, aún con edificios existentes- deben ser sumadas pues no hay total certeza de que en el futuro no vayan a estar completamente expuestas al medio ambiente.*

conductancia de envolvente



Con el término en inglés “*envelope conductance*” (qc_1) Szokolay (7) denomina el *valor global de sumatorias por conducción simple aire/aire sin radiación solar directa* sobre los diferentes planos de envolventes de un espacio.

Éste flujo de calor conductivo simple se encuentra partiendo de la Ec. (2.1 b), reescribiéndola como:

(Ec. 3.5 a)

$$\rightarrow qc_1 = \sum \left[-kA \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1} \right] \text{ con las siguientes notas:}$$

para cada material de los planos de envolvente debe hacerse una sumatoria para obtener un valor para ,los m² de área “A”, luego se suman los resultados de qc1 ordenados por composición de materiales de los planos

(6) Usando el concepto de valores U (con coeficientes peliculares incluidos)

(7) Steven V Szokolay. *Introduction to architectural science: the basis of sustainable design*

3 - La particularidad de la transferencia de calor conductivo en las pieles de los edificios: la exposición al medio como un problema convectivo-radiante y no solo conductivo

La anterior ecuación se replantea para valores de coeficiente global de transferencia de calor como:

(Ec. 3.5 b)

$$q_{c_i} = \sum_{1,2,3...} \left[-U \cdot A \cdot (T_i - T_o) \right]$$

..que resulta del concepto de sumatorias de planos expuestos al aire exterior con dirección hacia el aire más frío. Y donde los planos de igual composición (tipo A, B, C...) se calculan por aparte para después sumarse. En la ecuación donde:

- 1, 2, 3..** : planos de igual composición por tipo independientemente de su orientación
- To**: temperatura de aire exterior en °K (denominada también T2)
- Ti**: temperatura de aire interior, que es temperatura de diseño, en °K y que puede ser considerada en 295 °K (denominada también Ti)
- A**: área de plano de igual composición tipo 1,2,3..

Resulta conveniente aclarar que tanto la norma térmica mexicana (8) NOM 008 ENER 2001 como la NOM 003 ENER 2011 señalan un método diferente para el cálculo de calor conductivo logrado de forma simplificada e integrando la variable de radiación directa sobre planos opacos por medio de una «temperatura equivalente dada por una tabla de acuerdo a orientación»

En esta metodología de normas mexicanas se integra simplificado el concepto desarrollado en este trabajo de forma más extensa en el capítulo 4.

Aunque probablemente el tipo de cálculo usado en el trabajo es más preciso, llevar la temperatura de superficie a una equivalente de acuerdo a tablas de localidad y orientación del paño de envolvente es una práctica de buena aproximación como se mostrará en ejemplo 4c.

(8) La norma térmica mexicana NOM-008-ENER-2001 establece la ecuación para *conducción total en componente de plano con dirección i* como:

$$\varnothing_{c_i} = \sum_{j=1(2,3...)} \left[K_j \cdot A_{ij} \cdot (T_{ei} - T) \right]$$

donde

- $j=1,2,3..$ son diferentes porciones del envolvente con orientación i
- T_{ei} es temperatura exterior de superficie considerada equivalente promedio en orientación i
- T es temperatura interior del edificio, considerada en 297 °K en la Norma, y en éste trabajo considerada normalmente como 295 °K
- K_j es el coeficiente global de transferencia de calor (denominado U en éste documento)

La Norma une los cálculos de conducción de tipo *aire/aire* y la *generada por radiación directa sobre paredes opacas* mediante la aplicación de un valor de tabla por orientación de plano y localidad geográfica.

Esto simplifica el cálculo, pero sólo es posible acceder a esto mediante el mecanismo de la Norma de separar las orientaciones.

El método de éste trabajo prefiere separar el cálculo de incidencia sobre plano opaco, y de ésta manera todos los planos de misma composición 1,2,3.. (Ec 3.5b) pueden ser sumados no importa su orientación.

Las sumatorias de la conducción simple aire/aire se desarrollan en el siguiente ejemplo:

concepto de sumatorias de planos en conducción aire/aire

Ej 3g

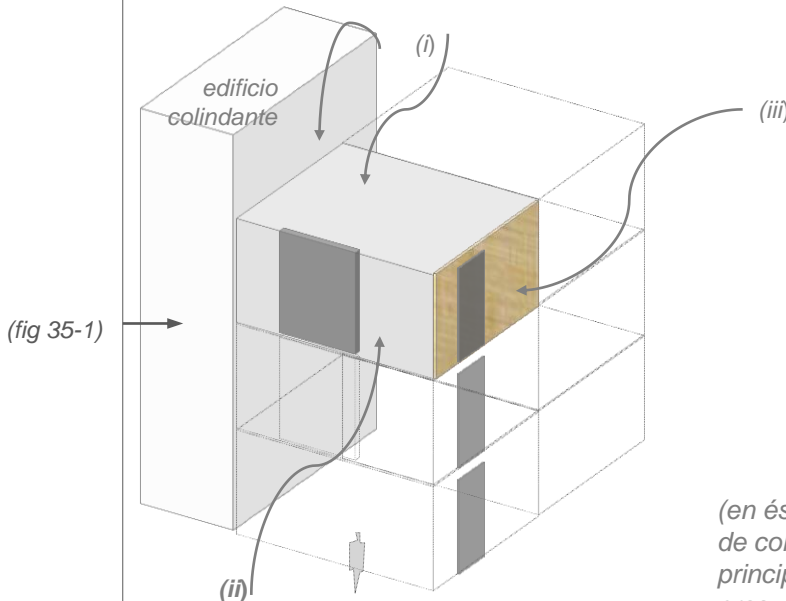
modelado por sumatorias de planos para conducción simple sin radiación solar directa.

Un departamento esquinero (fig 35-1) de 40m², en último piso, tiene los siguientes planos de envolvente en contacto con el aire exterior:

- i. losa de cubierta de 40m² y pared de 15m² (que colinda con un edificio vecino) de concreto de 15cm;
- ii. pared de concreto de 15cm y de 24m² de los cuales 8m² son de ventana;
- iii. pared de madera de 15m² de los cuales 3m² son ventana.

Las ventanas son de 10mm con $U_{gl}= 4 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$, los paños de concreto son de 15cm con $U_c= 1,2 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$, el paño de madera es roble de $U_m= 3,17 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$.

Realizar el cálculo de la conductancia de envolvente de acuerdo a Ec 3.5b con T1 exterior 310 °K y T2 temperatura de diseño 293 °K.



(en éste ejemplo se suma la pared de colindancia bajo el mismo principio de la CTE española de presunción de que edificio vecino podría ser sustituido/demolido)

(usando Ec. 3.5 b)

$$q_{c_i} = \sum_{1,2,3,\dots} \left[-U \cdot A \cdot (T_2 - T_1) \right]$$

(1) → 16m² pared de concreto + 15m² pared de concreto en colindancia + 40m² losa (todos estos planos tienen la misma composición de hormigón de 15cm)

$$q_{x_c} = -1,2 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K} \cdot 71 \text{ m}^2 \left[\begin{array}{l} 17^\circ\text{K} \end{array} \right]$$

$$q_{x_c} = -1,45 \text{ kW}$$

3 - La particularidad de la transferencia de calor conductivo en las pieles de los edificios: la exposición al medio como un problema convectivo-radiante y no solo conductivo

(2) → 12m^2 pared de roble

$$qx_m = -3,17 \text{ W/m K} \cdot 12\text{m}^2 \cdot (293-310) \text{ }^\circ\text{K}$$

$$qx_m = -2,6 \text{ kW}$$

(3) → 8m^2 vidrio de 10mm+ 3m^2 de vidrio de 10mm

$$qx_{gl} = -4 \text{ W/m}^2 \text{ K} \cdot 11\text{m}^2 \cdot 17^\circ\text{K}$$

$$qx_{gl} = -0.75 \text{ kW}$$

concepto de sumatorias de

Σ

$$qc_1 = (-0.75 \text{ kW}) + (-2,6 \text{ kW}) + (qx_c = -1,45 \text{ kW})$$

$qc_1 = -4.8 \text{ kW}$ es la conductancia de envolvente (transferencia de calor por conducción simple aire/aire)

3

3.6

3.6 conductividades térmicas como la suma de las resistencias

- resistencias de cuerpo
- resistencias superficiales
- resistencias de cámara

En EEUU, en Reino Unido y en muchos lugares donde es muy analizada la eficiencia de la conductancia de envolvente en cuanto a limitar la pérdida de calor por climas fríos o ganancias por climas en extremo calientes, el valor U se suele entenderse por su recíproco: el valor R : resistencia térmica. Y los productos de construcción con frecuencia se comercializan con éste valor y no con U .

En el calor conductivo por las paredes, en el caso simple superficie/superficie que se ha visto, la resistencia al flujo es directamente proporcional al grosor del material, inversamente proporcional a la conductividad térmica k , e inversamente proporcional al área normal a la dirección de la transferencia de calor.

Cuanto más baja es la conductividad, mejor aislante es el material. La resistividad ($1/k$) es el recíproco de la magnitud k y viene dada en $\text{W/m } ^\circ\text{K}$.

3 - La particularidad de la transferencia de calor conductivo en las pieles de los edificios: la exposición al medio como un problema convectivo-radiante y no solo conductivo

La resistencia de un cuerpo al calor conductivo de superficie a superficie es producto de su espesor por la resistividad del material. Para un envolvente de varias capas, la resistencia (Ec. 3.6b) es la suma de las resistencias individuales de las capas.

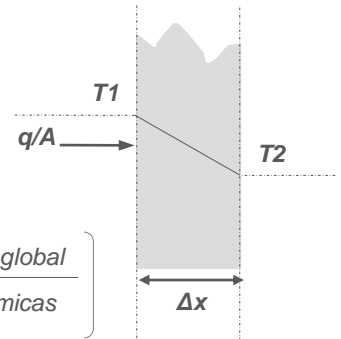
(Ec. 3.6 a)
$$R = b \cdot \frac{1}{k} = \frac{b}{k}$$

En cuerpo consta de varias capas:

(Ec. 3.6 b)
$$R = \frac{b_a + b_b + b_c \dots}{k_a + k_b + k_c}$$

y el flujo conductivo entre superficies es:

$$\left(\begin{array}{l} q \text{ flujo conductivo} \\ \text{(superficie/superficie)} \end{array} \right) = \frac{T_1 - T_2}{\Delta x / kA} = \frac{\text{diferencia de temperatura global}}{\text{sumatoria resistencias térmicas}}$$

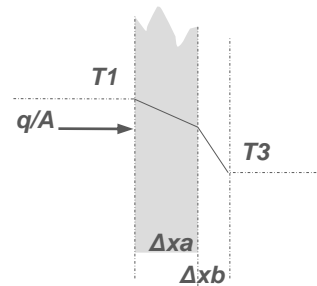


o replanteado para cuerpos de más capas como:

(Ec. 3.6 c)
$$\frac{q}{A} = \frac{T_1 - T_3}{R_a + R_h}$$

flujo de calor en planos multicapas de superficie a superficie

(en cuerpo de 2 capas)



resistencia total aire/aire como recíproco del valor U (sumando resistencias superficiales)

valor R en EEUU y Reino Unido

Como se ha visto, la delgada película de aire que separa el cuerpo del aire del entorno genera un adicional de resistencia al tránsito de calor conductivo.

Estas fronteras llamadas **resistencia superficial** (mismos de las secciones 3.2 y 3.3) y valen $1/h$ siendo h la **conductancia superficial** que comprende las **componentes convectiva y radiante del intercambio de calor en superficie**.

Es suficiente usar los valores U para resistencia al tránsito de calor conductivo aire/aire, puesto que la trasmittancia es el recíproco de la resistencia total aire/aire.



3 - La particularidad de la transferencia de calor conductivo en las pieles de los edificios: la exposición al medio como un problema convectivo-radiante y no solo conductivo



Para efectos de materiales que se comercializan con valor R_{aa} debe recordarse que la resistencia total R_{aa} es la suma de las resistencias de las capas del cuerpo y las resistencias superficiales:

(Ec. 3.6 d)

$$R_{aa} = \frac{1}{h_i} + R_b + \frac{1}{h_o}$$

R_{aa} : resistencia total aire/aire con unidades SI de $W/m^2 \text{ } ^\circ K$ o unidades de sistema inglés de $BTU/h \text{ } ^\circ F \text{ } ft^2$

R_b : resistencia de las capas del cuerpo

$1/h_i$: resistencia superficial interna

$1/h_o$: resistencia superficial externa

recordando que U es el recíproco de la resistencia total aire/aire $U = \frac{1}{R_{aa}}$

De manera que cuanto más baja es la trasmisancia U (y mayor la resistencia total R_{aa}) mejor aislante es el material (9).

Las resistencias superficiales $1/h_o$ y $1/h_i$ pueden y suelen ser obviadas con el valor U . Pueden ser calculadas como de acuerdo a la sección 3.3; o pueden usarse las siguientes Szokolay (2007 Introduction to Architectural Science) en $W/m^2 \text{ } ^\circ K$:

	envolvente normal	envolvente de baja emitancia
<i>Interiores:</i>		
- Paredes	0.12	0.30
- Plafones y pisos	0.12	0.35
- Plafones 45°	0.12	0.32
<i>Exteriores</i>		
- Paredes protegidas	0.08	0.11
- Paredes normal	0.06	0.07
- Paredes exposición severa a ventilación	0.03	0.03
- Techos protegidos	0.07	0.09
- Techos normal	0.04	0.05
- Techos exposición severa a ventilación	0.02	0.02

Las resistencias superficiales y las resistencias de cuerpo sólido R_b que se han detallado no son las únicas a considerar, las resistencias de cámara o la cámara ventilada que es una estrategia de reciente desarrollo se suman también y se detallan a continuación.

(9) suele denominarse comercialmente valor R pero se refiere al valor de resistencia total aire/aire. Algunas calculadoras de valor U están disponibles en red y son confiables, algunas de ellas:
<http://vesma.com/tutorial/uvalue01/uvalue01.htm>
<http://www.cricyt.edu.ar/lahv/pruebas/conductancia/principal.htm>

3

3.7

resistencias de cámara no ventilada y ventilada

resistencia de cámara (inglés «cavity resistance»)

Las cámaras vacías dentro de un envolvente generan otra barrera al paso del calor conductivo, se denomina resistencia de cámara R_c y se debe sumar a las resistencias de superficie y de cuerpo para tener la resistencia total aire/aire (y transmitancia U como $1/R_{aa}$).

(Ec. 3.7 a)

$$R_{aa} = \frac{1}{h_i} + R_b + R_c + \frac{1}{h_o}$$

De forma que una barrera de cámara puede mejorar mucho las capacidades térmicas de los materiales (10). Es un sistema muy usado en ventanas y paredes.

Al dejarse de usar muchos materiales pesados para cerramientos, por razones de costos, estructurales, etc, los materiales de buena capacidad de resistencia y livianos han tomado protagonismo y dentro de ellos los de cámara son importantes.



Una cámara no-ventilada debe tratarse como una capa de un material homogéneo de una resistencia térmica dada. Cavidades en paredes normalmente tiene resistencias de:

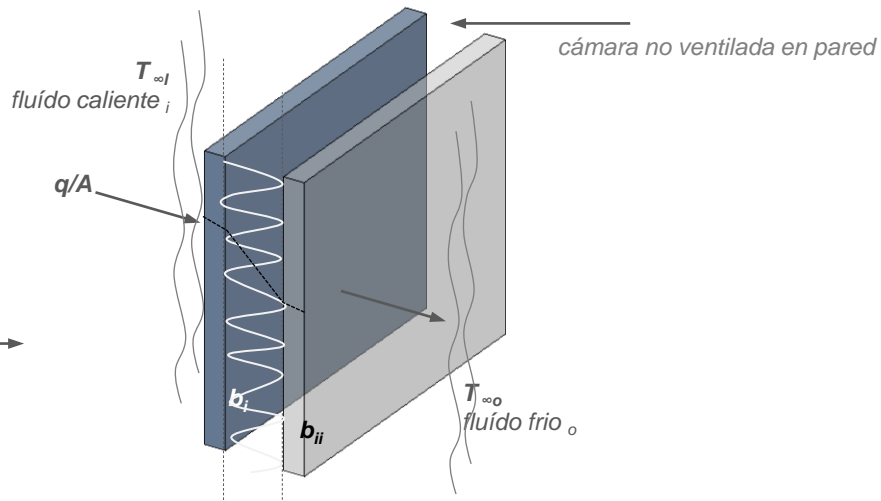
$$R_c = 0.18 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Si se integra la resistencia de cámara a la Ec.3.2a entonces:

(Ec. 3.7 b)

$$\frac{q}{A} = \frac{(T_{\infty i} - T_{\infty o})}{1/h_i + R_b + R_c + 1/h_o}$$

La cámara puede tomar por ejemplo la forma de la fig 37-1 (no ventilada) y los valores están en la tabla resumen de B Anderson y Szokolay fig 37-2.



(fig 37-1)



tablas de resistencias de cámara

tablas de acuerdo a B. Anderson (10) y Szokolay. En $W/m^2 \text{ } ^\circ K$ (para sumarse a valor de resistencia total aire/aire como R_c)

	envolvente normal	envolvente de baja emisividad
cámara no-ventilada	↓	↓
- De 20mm a 38mm vertical	0.16	0.35
- De 50mm vertical (típica)	0.18	0.40
- A 45° los planos	0.2	0.40
- Horizontal 75mm (losas por ejemplo)	0.16	0.35

cámara no-ventilada con barrera radiante interna de baja emisividad
(ej. una lámina de aluminio interna, se presenta también un ejemplo en el capítulo 5.1 ejemplo 5c)

Una barrera radiante no tiene efecto si no es adyacente a un espacio de aire dentro del material de envolvente. Para materiales que enfrenten la cara de baja emisividad diversos autores señalan distancias mínimas de 25mm para considerar resistencias térmicas de:

- Cámara **de pared** con hoja interna de baja emisividad 0.44 $W/m^2 \text{ } ^\circ K$
- Cámara **de techo** con hoja interna de baja emisividad 0.35 $W/m^2 \text{ } ^\circ K$
- Cámara **de piso** con hoja interna de baja emisividad 0.50 $W/m^2 \text{ } ^\circ K$

cámara ventilada de pared o plafón de cielo bajo cubierta. en $W/m^2 \text{ } ^\circ K$

es una técnica usada por arquitecturas vernáculas para cubiertas con plafón. Hoy, fabricantes se han valido de la técnica para desarrollar paredes muy apropiadas para condiciones calientes de alta incidencia de radiación en ellas (ver ejemplo 3i)

	envolvente normal	envolvente de baja emisividad
- Flujo horizontal de calor (aplicación de pared)	0.13	0.29
- Flujo (aplicación de pared) con fachada ventilada losetas	0.12	-
- Flujo vertical de calor aplicación de plafones de cielo	0.10	0.17
- Entre lámina cementicia/yeso y tejado de metal obscuro	0.16	0.30
- Entre lámina cementicia/yeso y techo de teja o teja-asfalto	0.18	0.26

(fig 37-1)
tabla de resistencias de cámara

(10) Brian Anderson. **Conventions for U-Value Calculations**. Sección «airspace resistance». 2006 Análisis de capacidades térmicas en valores U para envolventes de cámara y cámara ventilada. Investigación del BRE Escocia, organismo a nivel de Reino Unido que entre otras investigaciones desarrolla pruebas para evaluar el rendimiento térmico de las pieles en los edificios. Destacan en éstos datos la incorporación de **valores de cámara ventilada** y la de barreras radiantes (**de baja emisividad**) dentro de las capas de envolventes.

Ej 3g

evaluación de resistencias de cámara ventilada y no ventilada

Una pared de 30m² será proyectada como una cámara ventilada o no ventilada de acuerdo a una evaluación de su rendimiento siendo la T_o exterior 312°K y la T_i de diseño 293°K. Ambas caras interna y externa de la pared compuesta son de concreto prefabricado con U conjunto de 3W/m² °K y una de ellas tiene una barrera radiante,

(usando Ec. 3.7 b)

pared con cámara no ventilada (y valor de tabla fig 37-1)

$$q/A = \frac{(T_{\infty i} - T_{\infty o})}{1/h_i + R_b + R_c + 1/h_o}$$

y como $U = 1/h_i + R_b + 1/h_o$

..entonces:

$$q/A = \frac{-19 \text{ °K}}{3W/m^2 \text{ °K} + R_c}$$

q= 128 W para la pared de 30m² con cámara no ventilada y barrera radiante

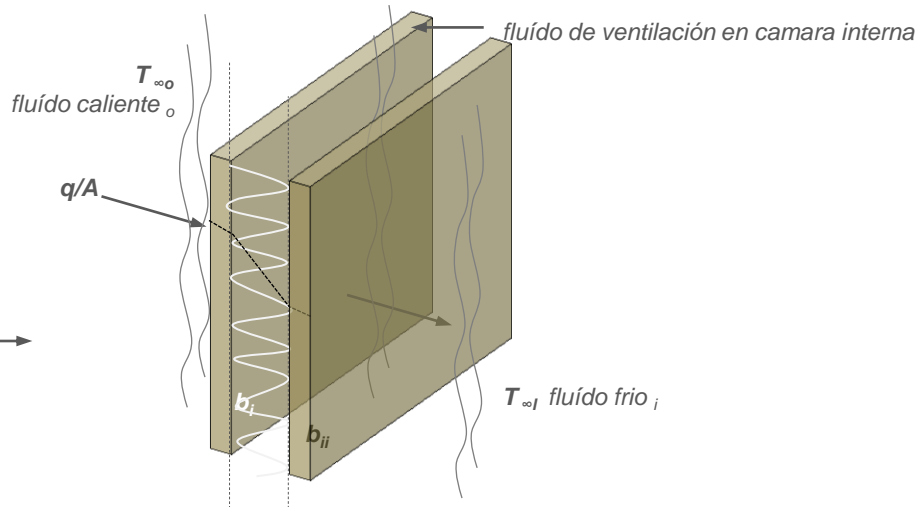
pared (fig 37-2) con cámara ventilada (y valor de tabla fig 37-1)

$$q/A = \frac{-19 \text{ °K}}{3W/m^2 \text{ °K} + 0.12W/m^2 \text{ °K}}$$

q= 180 W para la pared de 30m² con cámara ventilada

→ (la pared de barrera radiante y cámara no ventilada es más eficiente)

(fig 37-2)



4. conducción con radiación solar directa en los envolventes opacos y casos en estado transitorio de transferencia de calor conductivo

4.1 concepto de 'temperatura sol-aire' en la ecuación conductiva

4.2 respuesta dinámica de los edificios en cuanto a calor conductivo: solución de gráficas con frontera convectiva (gráficas de Heisler, Grigall y Grober)

4.3 respuesta dinámica de los edificios en calor conductivo: método de Szokolay

4.4 respuesta dinámica de aislamiento capacitativo y el criterio de elección de tiempo de retardo (material y espesor)



4

4.1

concepto de 'temperatura sol-aire' en la ecuación conductiva

La temperatura T_o , como en la Ec. 2.6 d, es tomada por igual en todo el envolvente del edificio; sin embargo, *cuando un plano específico tiene la influencia de la irradiación global incidente (se puede obtener G , en W/m^2 como se presenta en la sección 5.2)*

...entonces la adición de calor incrementará la temperatura de superficie que en el capítulo 2 se trató como T_1 y el comportamiento del tránsito de calor podrá ser muy diferente.



Para el cálculo de la fuerza conductora del flujo de calor cuando hay irradiación global incidente G , se utiliza el valor temperatura sol-aire (T_{s-a}).

- T_{s-a} es por lo tanto diferente para cada lado del edificio, y depende del valor G por lo que depende de la incidencia solar por hora y día de acuerdo a una latitud.

- la ganancia de calor solar también es diferente para elementos transparentes que para opacos, (para los primeros ver el capítulo 5, especialmente las secciones 5.3 y 5.4).

T_s (temperatura de superficie) puede expresarse como;

(Ec. 4.1 a) \longrightarrow $T_s = T_o + G + \alpha / h_o$ ó

$T_s = T_o + G + R_{so}$ ya que $1/h_o = R_{so}$

y la noción de T_{s-a} con un componente posible de superficies expuestas al cielo (techos) como término de emisiones radiantes incluidas (1)

(Ec. 4.1 b) \longrightarrow $T_{s-a} = T_o + (G \cdot \alpha - E) / h_o$ ó $T_{s-a} = T_o + (G \cdot \alpha - E) \cdot R_{so}$

conductancia superficial, absortancia y emisiones radiantes

\rightarrow La Ec. 4.1 b contiene:

- 1. el hecho de que la irradiación global incidente elevará la temperatura de superficie (T_s), esto causará también la disipación de calor al ambiente. La pérdida de calor depende de la **conductancia superficial (h_o)**.

Mientras que en un clima frío un valor más pequeño de h_o contribuirá a reducir la pérdida de calor, en un clima cálido será mejor un h_o mayor para reducir el sobrecalentamiento pues la radiación incidente aumenta la temperatura

(1) valor lo incorpora en el cálculo de T_{s-a} Steven V Szokolay. *Introduction to architectural science: the basis of sustainable design*. 2004

superficial por encima de la temperatura del aire por lo que habrá mayor inmediatez en la disipación de calor al aire externo.

“cuanto mayor es el h_o más calor se disipará antes de que pueda transmitirse por conducción en el cuerpo de la pared” Koenisberger (2)

h_o es la conductancia superficial

R_{so} (que es $1/h_o$) es el recíproco de la conductancia superficial y es la resistencia superficial

- 2. la **absortancia α** de la superficie (ver también Ec 5.3 a). El absorbente perfecto, el teórico cuerpo negro, tiene $\alpha=1$. Puede verse la hoja de datos **D2**

- 3. el término de **emisiones radiantes E** que de acuerdo a Szokolay (2007) debe ser incluido sólo para tejados con valor usual de:

$E= 90 \text{ W/m}^2$ para cielos despejados y $E= 20 \text{ W/m}^2$ para cielos nublados.

el flujo de calor q_c para superficies con irradiación solar incidente e incorporando T_{s-a} de acuerdo a Ec. 4.1b es:

(Ec. 4.1 c)

$$q_{c2} = A \cdot U \cdot (T_{s-a} - T_i)$$

puede verse que el principio de la noción de T_{s-a} es hallar un valor de temperatura de fluido exterior que producirá el mismo efecto térmico de calor conductivo que la irradiación global incidente y éste valor se añade a la temperatura T_o del fluido (aire) exterior

Ej 4a

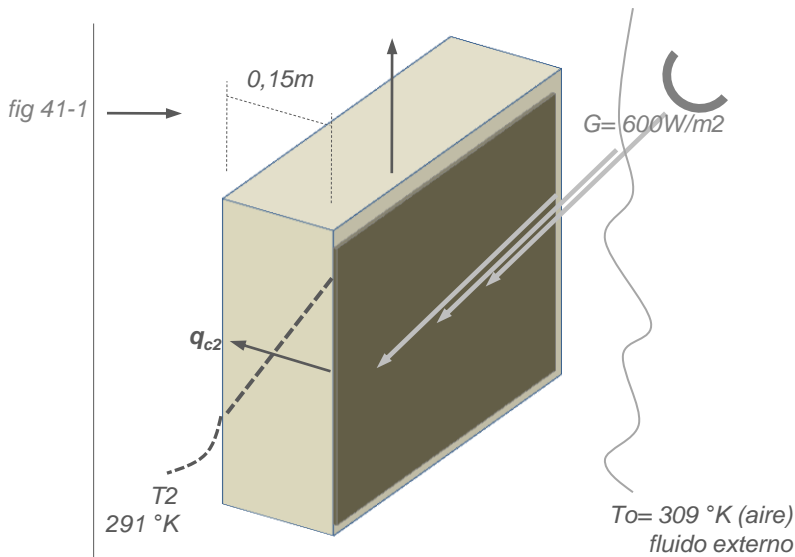
resistencia al flujo de calor en pared opaca con irradiación global incidente (G)

Una pared de 45m^2 esta construida de concreto sólido de $0,15\text{m}$ de espesor, de valor $U= 1,2 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$. Esta cubierta en la parte exterior de una pintura acrílica oscura. Presenta coeficientes α de absortancia de superficie $\alpha =0,9$ y conductancia superficial $h_o= 20,5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$.

La temperatura interna de diseño es $291 \text{ }^\circ\text{K}$ y la temperatura externa del aire $309 \text{ }^\circ\text{K}$. Determine (a) el flujo conductivo q_{c2} en W si, de acuerdo a la figura 41-1, la pared está expuesta al este con un ángulo de incidencia (altura solar) que genera una radiación solar de $G_{\text{pared}}= 600 \text{ W/m}^2$.

Compare (b) éste escenario con uno de conducción simple aire/aire.

4 - Conducción con radiación solar directa en los envolventes opacos y casos en estado transitorio de transferencia de calor conductivo



(a)

usando (Ec. 4.1 b)

$$T_{s-a} = T_o + (G \cdot \alpha - E) \cdot R_{so}$$

$$T_{s-a} = 309 \text{ }^\circ\text{K} + (600 \text{ W/m}^2 \cdot 0,9 - E) \cdot \frac{1}{20,5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}}$$

$$T_{s-a} = 335,3 \text{ }^\circ\text{K}$$

usando (Ec. 4.1 c)

$$q_{c2} = A \cdot U \cdot (T_{s-a} - T_i)$$

$$q_{c2} = 45 \text{ m}^2 \cdot 1,2 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K} \cdot (335,3 \text{ }^\circ\text{K} - 291 \text{ }^\circ\text{K})$$

$$q_{c2} = 2394,4 \text{ W}$$

(b) $q_{c1} = A \cdot U \cdot (T_o - T_i)$

$$q_{c1} = 45 \text{ m}^2 \cdot 1,2 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K} \cdot (309 \text{ }^\circ\text{K} - 291 \text{ }^\circ\text{K})$$

$$q_{c1} = 972 \text{ W}$$

obsérvese que transferencia de calor conductivo con la influencia de la irradiación global G es significativamente más alta que la situación aire/aire

Ej 4b

modelado térmico por sumatorias incorporando el flujo de calor en una pared opaca con irradiación global incidente

Considere el edificio del Ej. 3g de la sección 3.5.

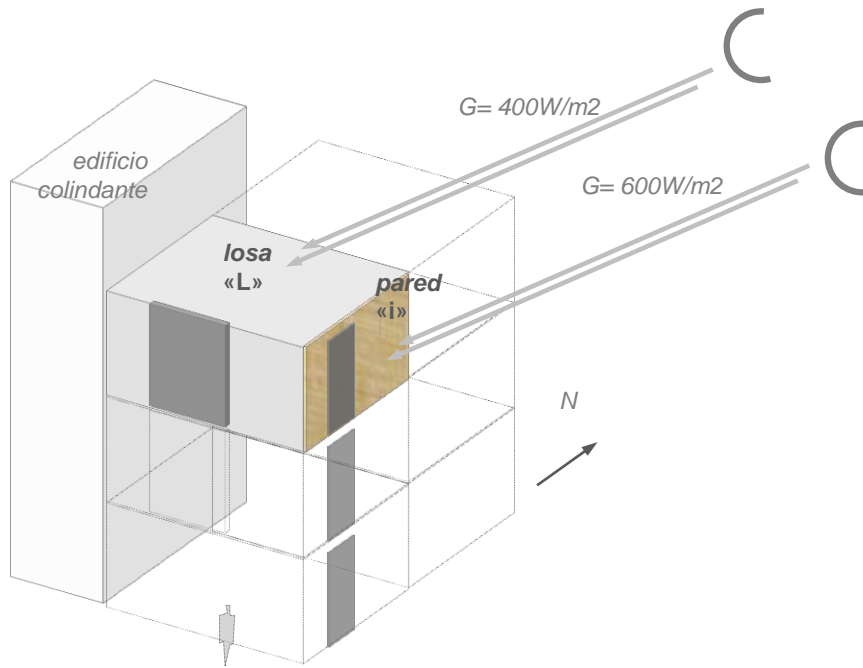
Desarrollar el cálculo de ganancia/pérdida de calor por conducción sumando al resultado de Ej. 3g la influencia de la radiación solar directa en la pared "i", fig 41-2, pared liviana con $U_m = 3,17 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ y la influencia de la radiación solar directa en la losa de 40 m^2 con $U_c = 1,2 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$

4 - Conducción con radiación solar directa en los envolventes opacos y casos en estado transitorio de transferencia de calor conductivo

El ángulo de incidencia en esa hora de análisis con las condiciones de la localidad genera una radiación solar de $G_{pared} = 600 \text{ W/m}^2$ en pared "i" y de $G_{losa} = 400 \text{ W/m}^2$ en losa "L" (ver sección 6 de guía de diseño térmico para cálculo de G por localidad)

Ambos envolventes presentan coeficientes de absorptancia de superficie $\alpha = 0,8$ y conductancia superficial $h_o = 15 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$.

fig 41-2



cálculo q_{c1}
del ejemplo 3g

..del ejemplo 3g se obtuvo la conducción aire/aire:

$$q_{c1} = -4.8 \text{ kW}$$

..que representa 4.8 kW en el sentido de ganancias de calor para el espacio

calculando q_{c2}

...calculando el aporte adicional por radiación directa a plano opaco con Ec 4.1b y con Ec4.1c

losa →
(Ec. 4.1 b)
para la losa "L"

$$T_{s-a} = T_o + (G \cdot \alpha - E) \cdot R_{so}$$

$$T_{s-a} = 310 \text{ }^\circ\text{K} + ((400 \text{ W/m}^2 \cdot 0,8) - 90 \text{ W/m}^2) \cdot \frac{1}{15 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}}$$

$$T_{s-a} = 325 \text{ }^\circ\text{K}$$

(Ec. 4.1 c)

$$q_{c2} = A \cdot U \cdot (T_{s-a} - T_i)$$

$$q_{c2} = 40 \text{ m}^2 \cdot 1,2 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K} \cdot (325 \text{ }^\circ\text{K} - 293 \text{ }^\circ\text{K})$$

$$q_{c2 \text{ losa}} = 1,5 \text{ kW}$$

4 - Conducción con radiación solar directa en los envolventes opacos y casos en estado transitorio de transferencia de calor conductivo

pared →

(Ec. 4.1 a)
para la pared "i"
de emisiones
radiantes E

$$T_{s-a} = T_o + (G \cdot \alpha) \cdot R_{so}$$

$$T_{s-a} = 310 \text{ }^\circ\text{K} + (600 \text{ W/m}^2 \cdot 0,8) \cdot \frac{1}{15 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}}$$

$$T_{s-a} = 342 \text{ }^\circ\text{K}$$

(Ec. 4.1 c)
se excluye el factor"

$$q_{c2} = A \cdot U \cdot (T_{s-a} - T_i)$$

$$q_{c2} = 15 \text{ m}^2 \cdot 3.17 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K} \cdot (342 \text{ }^\circ\text{K} - 293 \text{ }^\circ\text{K})$$

$$q_{c2 \text{ pared}} = 2.3 \text{ kW}$$

$\Sigma q_{c1} + q_{c2}$

$$\Sigma \text{ final } q_c = q_{c1} + q_{c2 \text{ losa}} + q_{c2 \text{ pared}}$$

$$q_c = 4.8 \text{ kW} + 1.5 \text{ kW} + 2.3 \text{ kW}$$

$$\Sigma \text{ final } q_c \text{ TOTAL} = 8.6 \text{ kW}$$



Es importante direccionar el tránsito de calor en los componentes de conducción ya sea aire/aire o conducción por radiación directa sobre plano opaco.

En éste ejemplo, se tomó como un absoluto los kW del q_{c1} de acuerdo a lo desarrollado de comportamiento de signos de la sección 2.2.

4

4.2

respuesta dinámica de los edificios en cuanto a calor conductivo: solución de gráficas con frontera convectiva (gráficas de Heisler, Grigall y Grober)

Hasta el momento se han considerado problemas de flujo de calor conductivo en los que las temperaturas son independientes del tiempo. Cuando las temperaturas varían con el tiempo se dá el *estado transitorio de transferencia de calor conductivo*.



Las condiciones de la naturaleza no son normalmente estables, sin embargo **el análisis de estado estable de los capítulos precedentes determina bien los parámetros del diseño si:**

- las **variaciones horarias de temperatura no son mayores**, por ejemplo menos de $+5^{\circ}\text{C}$
- **aún en climas con variaciones un poco mayores se contemplan para diseño las horas más críticas**
(lo cual es normalmente una buena estrategia en climas cálidos ya que en las horas menos críticas se puede apagar una unidad de aire acondicionado o cerrar una ventila si el espacio esta bajando ligeramente de la zona de confort).

En otros casos de localidades, el aprovechamiento del flujo transitorio de calor es una alternativa de *respuesta dinámica* que puede solventar las necesidades de refrigeración o calefacción.



Se presentan en las secciones 4.2 y 4.3 dos métodos de análisis para el análisis de éstas envolventes.

Podrá observarse que, a pesar de que su cálculo es algo complejo, tienen la gran ventaja de que muchos de los elementos de envolvente de capacidad térmica corresponden en sus valores a los de muchos sistemas que aún son parte de los métodos constructivos comunes. Por lo tanto no requieren gran inversión inicial en exceso sobre un modelo típico de construcción.

La respuesta dinámica o flujo transitorio de calor es un sistema apropiado para:

- **climas que presenten grandes variaciones de temperatura de aire durante el día (días muy calientes y noches frías);**
- **también es apropiado para climas fríos las 24 hrs (ej: un invierno en una latitud muy al norte del trópico de cáncer) pero que son localidades con capacidad de captar radiación solar directa sobre planos opacos de masa térmica durante el día.**



número Biot

El número Biot tiene un significado importante en problemas de conducción transitoria por envolventes opacos como paredes o cubiertas.

De acuerdo con (Ec. 4.1 a) el número se refiere a *una razón de resistencias térmicas, involucrando la resistencia dentro del sólido y la resistencia a la convección a través de la capa límite (capa que se ha llamado coeficiente de transferencia de calor con condiciones de frontera convectiva)*.

El número Biot es adimensional y representa la razón:

$$Bi = \frac{\text{resistencia al flujo de calor interno}}{\text{resistencia al flujo de calor externo}}$$

(Ec. 4.2 a)

$$\longrightarrow \frac{L / kA}{1 / hA} = \frac{R_{cond}}{R_{conv}} = \frac{hL}{k} = Bi$$

Cuando el número Biot es pequeño ($Bi < 1$), las gradientes de temperatura internas son también pequeñas y el problema puede ser tratado como de resistencia interna despreciable y el objeto se verá como de una sola temperatura uniforme de masa.

Sin embargo, en los envolventes de los edificios con masa térmica importante como muros de hormigón armado, de bloques de concreto, ladrillos, etc los n. Biot son siempre altos y las masas se comportan a diferentes temperaturas internas (reflejo de la situación dinámica, como en el Ej 4c).



módulo Fourier

El módulo Fourier es el *adimensional de tiempo* obtenido de multiplicar el dimensional de tiempo por la difusividad térmica y dividirlo entre el cuadrado del espesor.

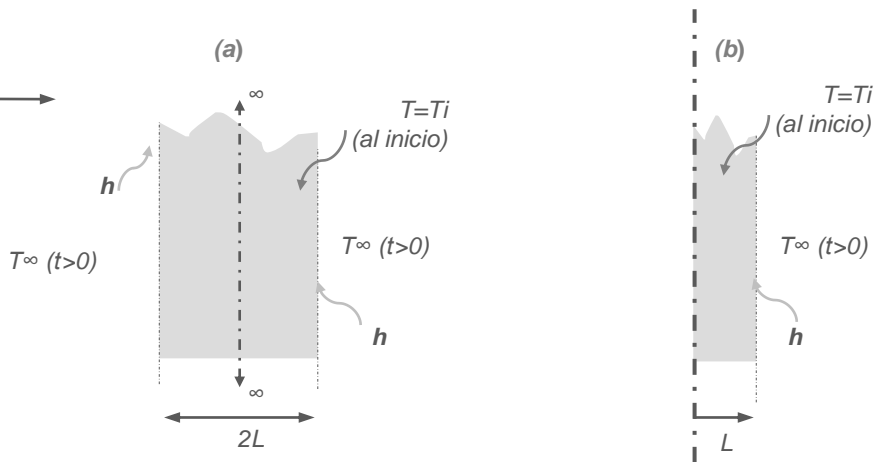
(Ec. 4.2 b)

$$\longrightarrow \frac{\alpha t}{L^2} = Fo$$

La gráfica *fig. 42-2* de Heisler (3) plotea la temperatura de línea central para una pared o lámina. Resolviendo Bi y Fo se accede a éste análisis de gráfica según los

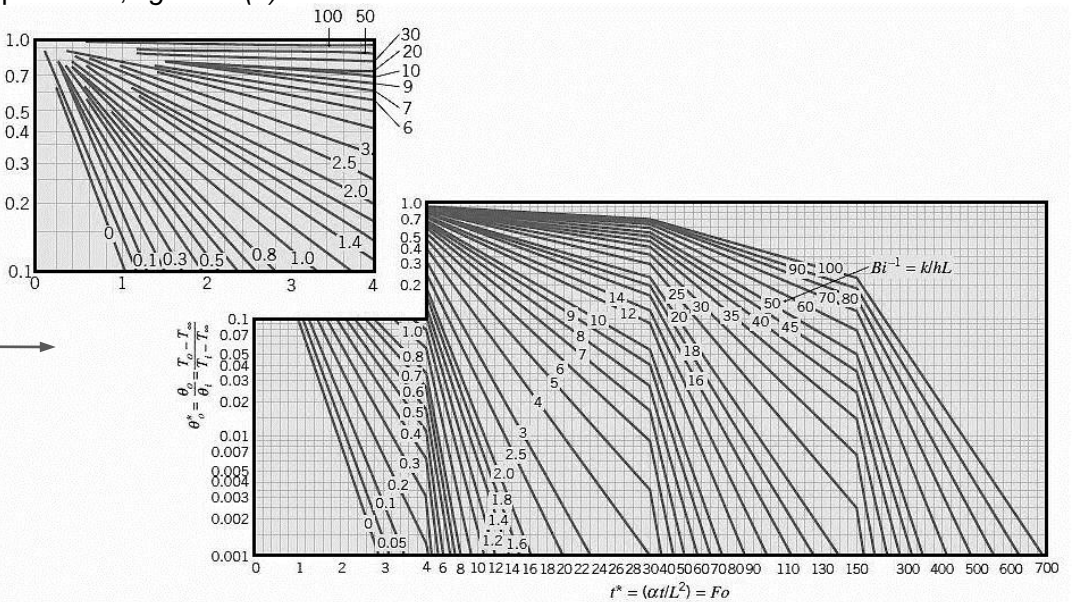
esquemas de la *fig. 42-1 (a)*. Inicialmente la temperatura es T_i , luego es expuesta al ambiente convectivo a T_∞ .

fig 42-1



La geometría, las condiciones de frontera, y la distribución de la temperatura son simétricas desde la línea central por lo que se puede considerar también medio problema, *fig. 42-1 (b)*.

fig 42-2



Heisler: temperatura de línea central para una pared o lámina

El uso de Bi y Fo se desarrolla en el siguiente ejemplo:

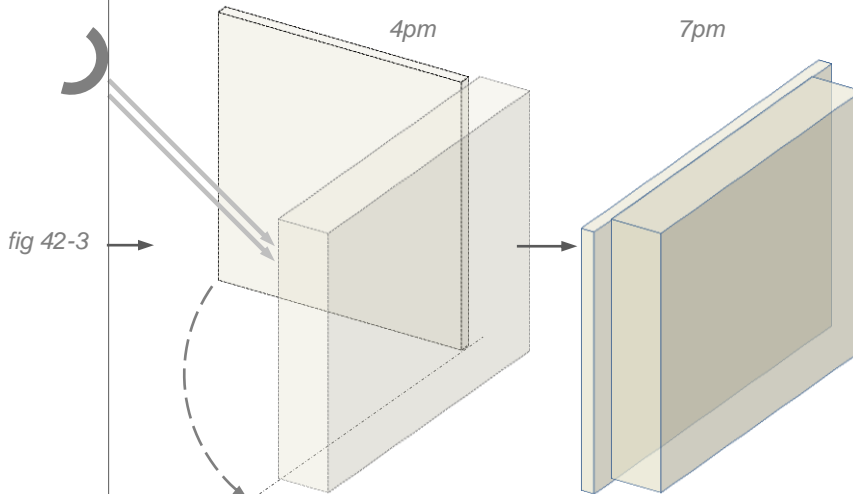
Ej 4b

conocer la temperatura de las superficies y la energía removida de una pared cuando ha pasado un período de tiempo expuesta a un nuevo fluido (nueva T de aire)

Una pared *fig 42-3* hecha de ladrillo común de 4" de espesor se encuentra a las 7pm a una temperatura de 105 °F toda ella producto de haber estado expuesta a la radiación solar directa del atardecer. Considerando que en ese momento se cierre

4 - Conducción con radiación solar directa en los envolventes opacos y casos en estado transitorio de transferencia de calor conductivo

un "aislamiento perfecto" móvil exterior (pérdida de calor despreciable al exterior), y que en el interior está expuesta a un flujo convectivo de 70 °F resultando en un coeficiente $h = 2,0 \text{ Btu/ hr ft}^2 \cdot \text{°F}$. Determinar (a) la temperatura de las dos superficies $x=0, x=4$ después de 5,5hr a las 12:30am y también 10 horas después, y calcular (b) la energía total entregada al espacio interno por la pared en ese período, por unidad de área.



de D.1 b:

- $h_{\square} = 2 \text{ Btu/ hr ft}^2 \cdot \text{°F}$
- $k_{\text{ladrillo}} = 0,4 \text{ Btu/ hr ft} \cdot \text{°F}$
- $\alpha = 0,02 \text{ ft}^2 / \text{hr}$
- $c = 0,2 \text{ Btu/ lbm} \cdot \text{°F}$
- $\rho = 100 \text{ lbm/ ft}^3$

$$Fo = \frac{\alpha t}{L^2}$$

resolución (a)

$$Fo = \frac{(0,02 \text{ ft}^2 / \text{hr}) \cdot (5,5 \text{ hr})}{(4/12)^2 \text{ ft}^2} \quad Fo = 1$$

$$\frac{1}{Bi} = \frac{k}{hL}$$

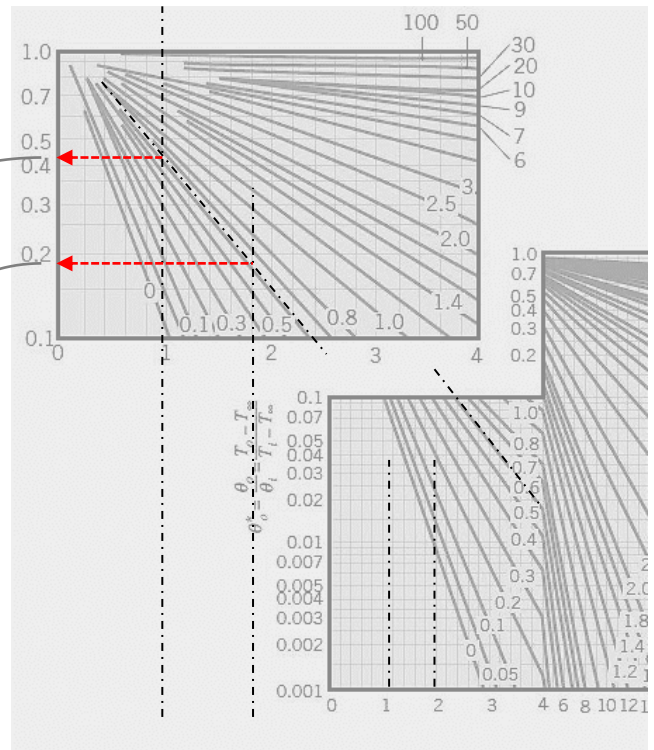
$$1/Bi = \frac{0,4 \text{ Btu/ hr ft} \cdot \text{°F}}{(2 \text{ Btu/ hr ft}^2 \cdot \text{°F}) \cdot (4/12) \text{ ft}}$$

$$1/Bi = 0,6$$

lectura 0,42 con $Fo = 1$
(PARA 5,5 HORAS)

lectura 0,17 con $Fo = 1,8$
(PARA 10 HORAS)

usando la gráfica 42-2 el punto $x=0$ corresponde a la temperatura central de pared dada la condición de muro aislado



4 - Conducción con radiación solar directa en los envolventes opacos y casos en estado transitorio de transferencia de calor conductivo

temperatura en $x=0$ 5,5 hrs después

$$\frac{(T_c - T_{i\infty})}{(T_i - T_{i\infty})} = \frac{(T_{en\ 0} - T_{i\infty})}{(T_i - T_{i\infty})} = 0,42$$

$$(T_c - T_{i\infty}) = (T_{en\ 0} - T_{i\infty})$$

$$T_{en\ 0} = 70\text{ }^\circ\text{F} + ((0,42 \cdot (105\text{ }^\circ\text{F} - 70\text{ }^\circ\text{F})) T_{en\ 0} = 84,7\text{ }^\circ\text{F}$$

temperatura en $x=0$ para el caso de 10 hr después

$$\frac{(T_c - T_{i\infty})}{(T_i - T_{i\infty})} = \frac{(T_{en\ 0} - T_{i\infty})}{(T_i - T_{i\infty})} = 0,17$$

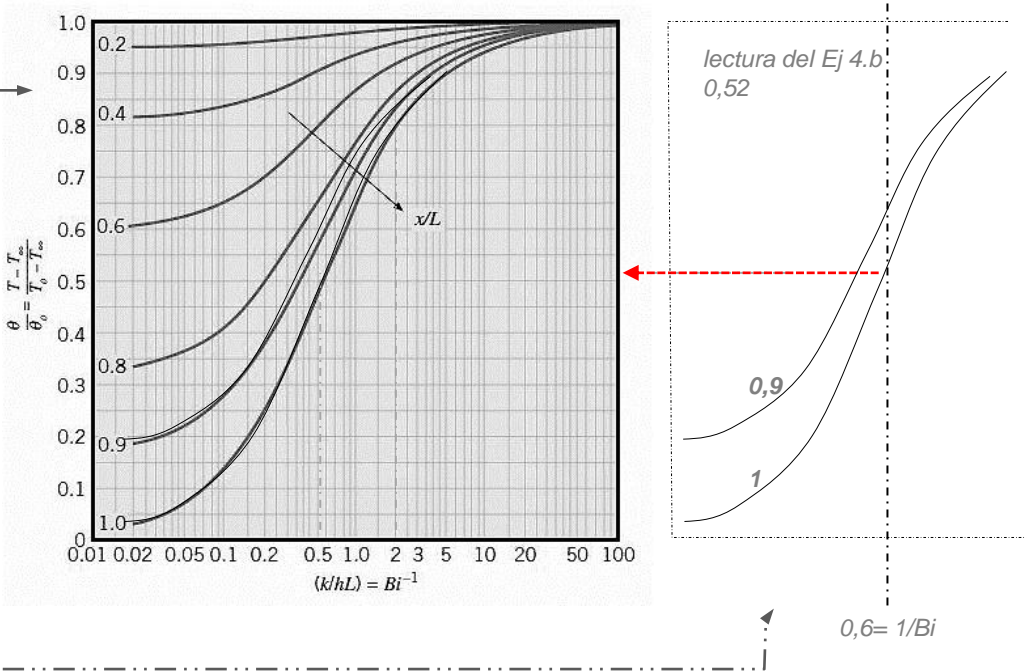
$$(T_c - T_{i\infty}) = (T_{en\ 0} - T_{i\infty})$$

$$T_{en\ 0} = 70\text{ }^\circ\text{F} + ((0,17 \cdot (105\text{ }^\circ\text{F} - 70\text{ }^\circ\text{F})) T_{en\ 0} = 76\text{ }^\circ\text{F}$$

temp en otras localizaciones dentro de la pared o placa

Las temperatura en otras localizaciones bajo el método de gráficas de frontera convectiva se pueden obtener con la gráfica de Heisler de corrección para otras localizaciones en x , figura 42-3.

fig 42-3



temperatura en $x=4$

temperatura en $x=4$ para el caso de 5,5 hr

$$\frac{(T_c - T_{i\infty})}{(T_i - T_{i\infty})} = \frac{(T_{en\ 4} - T_{i\infty})}{(T_i - T_{i\infty})} = 0,52$$

$$(T_c - T_{i\infty}) = (T_{en\ 4} - T_{i\infty})$$

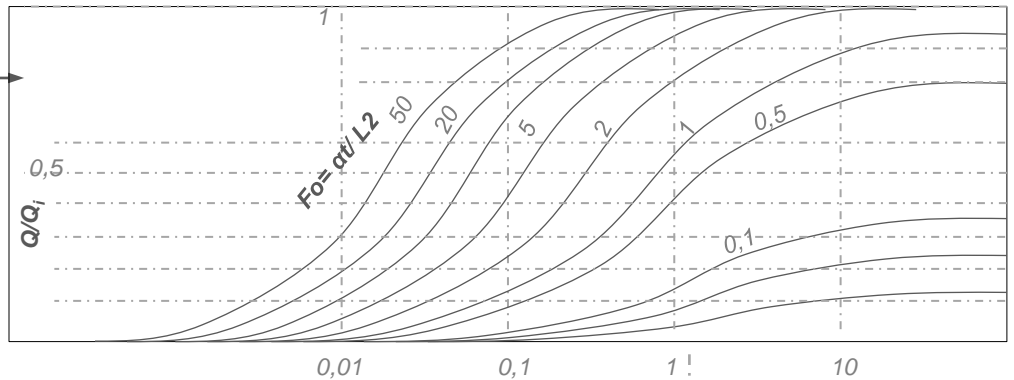
$$T_{en\ 4} = 70\text{ }^\circ\text{F} + ((0,52 \cdot (84,7\text{ }^\circ\text{F} - 70\text{ }^\circ\text{F})) T_{en\ 4} = 77,6\text{ }^\circ\text{F} \left. \begin{array}{l} \text{temperatura de superficie} \\ \text{interna 5,5 hr después} \end{array} \right\}$$



remoción de calor (energía termal removida hacia el espacio interior habitable)

La remoción de calor bajo el método de gráficas de frontera convectiva se pueden obtener con la gráfica de Grober y Grigall (3) de total de flujo de calor, figura 42-4.

fig 42-4



Grigall y Grober: placa o pared: total de flujo de calor

$$\frac{h \square}{k} = Bi$$

resolución (b)

$$Q_i A = \rho c L \theta_i$$

$$Q_i A = (100 \text{ lbm/ft}^3) (0,2 \text{ Btu/lbm } ^\circ\text{F}) (4/12 \text{ ft}) (105^\circ\text{F} - 70^\circ\text{F})$$

$$Q_i A = 233,3 \text{ Btu/ft}^2$$

lectura de 0,6 en la gráfica de Grober y Grigall (con los valores de ejemplo que son $Bi = 1,67$ Y $Fo = 1$)

entonces:

$$Q_i A = (0,6) (233,3 \text{ Btu/ft}^2)$$

$$Q_i A = 140 \text{ Btu/ft}^2$$

este valor es la energía termal removida hacia el interior habitable en este período de 5,5 hr,

Por hora... 25,5 Btu/h ft² (25,5 Btu/ft² de capacidad de generación de calor cada hora, útil para espacios con necesidades de calefacción)

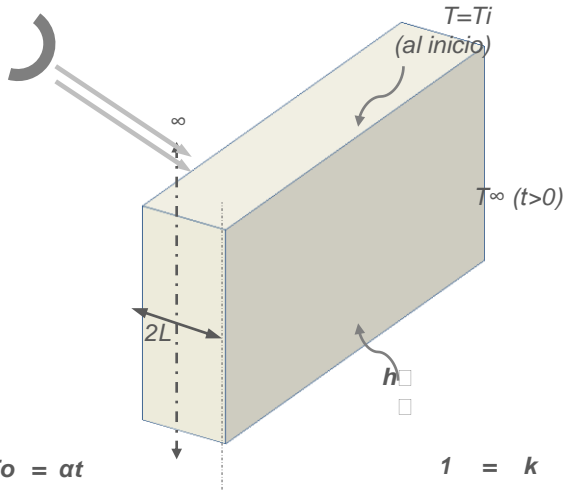


Ej 4c

una pared normal en condiciones típicas de calentamiento por radiación directa, conocer la temperatura de las superficies y la energía removida

Una pared de mampostería de concreto fig 42-5 de 6" de espesor se encuentra a las 7pm a una temperatura uniforme de 115 °F después de la radiación directa de horas de la tarde. Al entrar la noche es expuesta a un ambiente convectivo con $h = 3,0 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ y T^∞ de 70 °F. Determinar (a) la temperatura central de la pared y la temperatura superficial interna después de 8 hr a las 3:00 am y (b) la energía total entregada al espacio interno por la pared en ese período, por unidad de área.

fig 42-5



de D.1.2:

- $h = 3 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$
- $k_{\text{concrete}} = 0,6 \text{ Btu/hr ft } ^\circ\text{F}$
- $\alpha = 0,025 \text{ ft}^2/\text{hr}$
- $c = 0,21 \text{ Btu/lbm } ^\circ\text{F}$
- $\rho = 130 \text{ lbm/ft}^3$

resolución (a)

$$Fo = \frac{\alpha t}{L^2}$$

$$Fo = \frac{(0,025 \text{ ft}^2/\text{hr}) \cdot (8 \text{ hr})}{(3/12)^2 \text{ ft}^2}$$

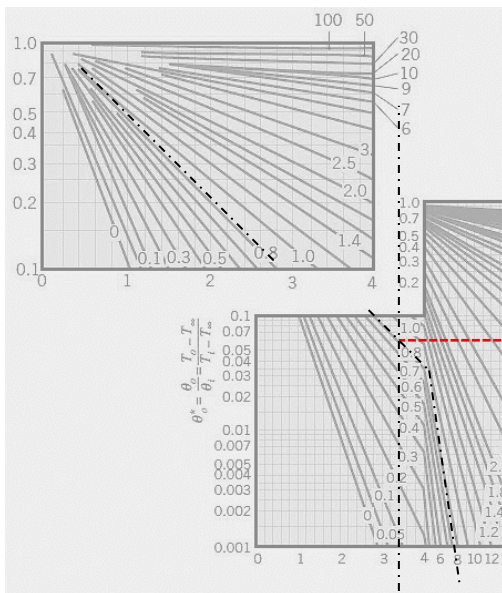
$$Fo = 3,2$$

$$Bi = \frac{hL}{k}$$

$$1/Bi = \frac{0,6 \text{ Btu/hr ft } ^\circ\text{F}}{(3 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}) \cdot (3/12) \text{ ft}}$$

$$1/Bi = 0,8$$

usando la gráfica 42-2 temperatura central de pared



lectura 0,05 con $Fo = 3,2$ (PARA 8 HORAS)

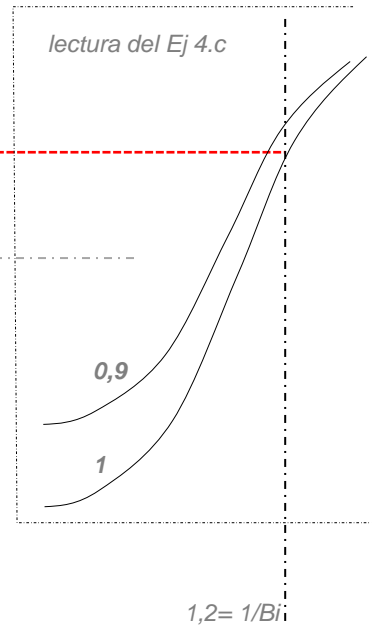
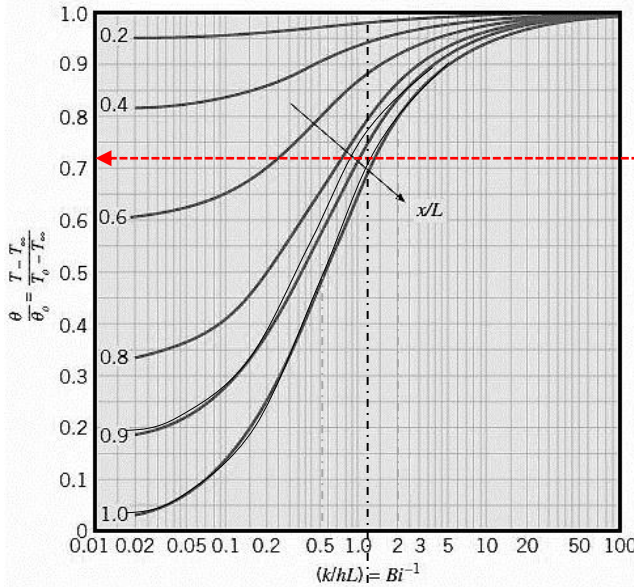
4 - Conducción con radiación solar directa en los envolventes opacos y casos en estado transitorio de transferencia de calor conductivo

temperatura en $x=0$ 8 hrs después

$$\frac{(T_c - T_{i\infty})}{(T_i - T_{i\infty})} = \frac{(T_{en\ 0} - T_{i\infty})}{(T_i - T_{i\infty})} = 0,05$$

$$T_{en\ c} = 75\ ^\circ F + ((0,05 \cdot (115\ ^\circ F - 75\ ^\circ F))) \quad T_{en\ c} = 77\ ^\circ F$$

temperatura en la superficie interna, con la gráfica de corrección para otras localizaciones



usando la fig 42-3

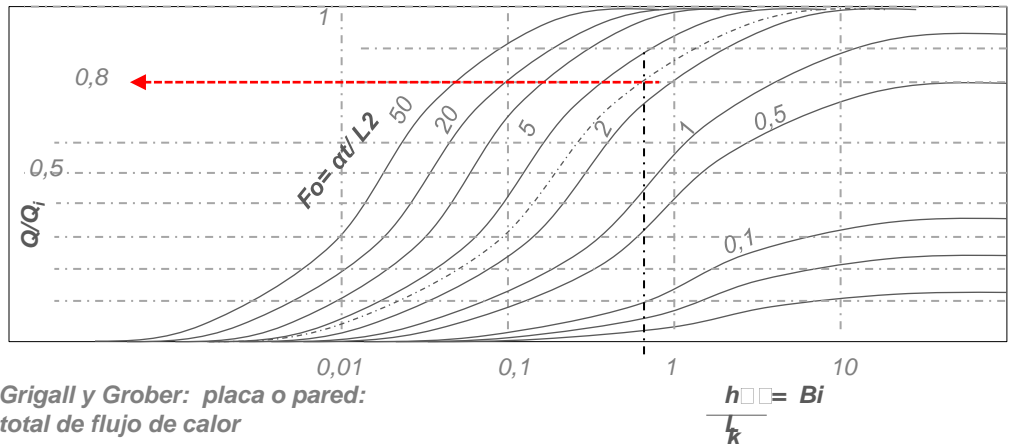
temperatura en superficie 8 hrs después

$$\frac{(T_c - T_{i\infty})}{(T_i - T_{i\infty})} = \frac{(T_{en\ 4} - T_{i\infty})}{(T_i - T_{i\infty})} = 0,72$$

$$T_{en\ S} = 75\ ^\circ F + ((0,72 \cdot (77\ ^\circ F - 75\ ^\circ F))) \quad \left[T_{en\ 4} = 76,4\ ^\circ F \quad \begin{array}{l} \text{temperatura de superficie} \\ \text{interna 5,5 hr después} \end{array} \right]$$

resolución (b)

remoción de calor (energía termal removida hacia el espacio interior habitable)



Grigall y Grober: placa o pared: total de flujo de calor

resolución (b)

$$Q_i/A = \rho c L \theta_i$$

$$Q_i/A = (130 \text{ lbm/ft}^3) (0,21 \text{ Btu/lbm}^\circ\text{F}) (3/12 \text{ ft}) (115^\circ\text{F} - 75^\circ\text{F})$$

$$Q_i/A = 273 \text{ Btu/ft}^2$$

lectura de **0,8** en la gráfica de Grober y Grigall (con los valores de ejemplo que son **Bi= 0,83** Y **Fo= 3,2**)

entonces:

$$Q_i/A = (0,8) (273 \text{ Btu/ft}^2)$$

$$Q_i/A = 218 \text{ Btu/ft}^2$$



este valor es la energía termal removida hacia el interior habitable en este período de 8 hr,

Por hora **27,3 Btu/h ft²** (27,3 Btu/ft² de capacidad de generación de calor cada hora, útil para espacios con necesidades de calefacción)

4

4.3

4.3 respuesta dinámica de los edificios en calor conductivo: método de Szokolay

Las capas de material de alta capacidad térmica (construcción masiva) afectan no sólo la magnitud del flujo de calor, sino el *tiempo*.

Mientras que el *aislamiento radiante* (ver sección 4.1 , 5.1) y *resistivo* (capítulo 2) responden a los cambios de temperatura de manera instantánea –y es adecuado el análisis de estado estable en conducción-, los materiales de capacidad térmica alta lo hacen *desfasando el flujo de calor*.

desfase en el tránsito de calor



flujo periódico de calor

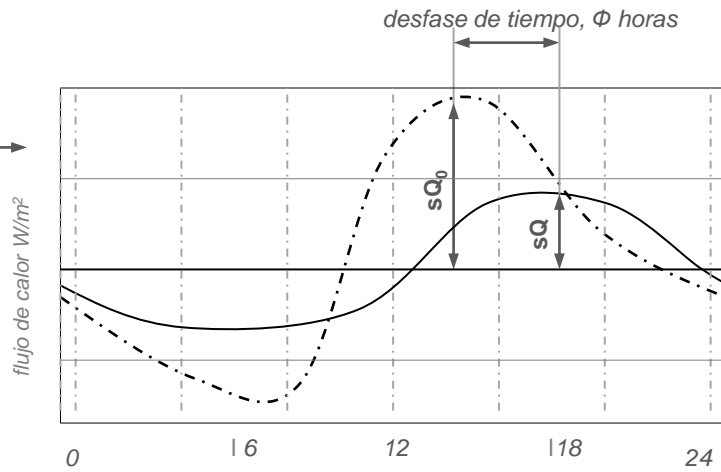
La *fig 43-1* sobre un período de 24 hrs representa un ploteo comparativo entre una pared real y una hipotética de capacidad termal cero. Entre ellas hay un desfase de tiempo denotado por Φ .

La *amplitud* entre picos y una media diaria es menor para la línea sólida (sQ) que para la línea a puntos de cero masa (sQ₀). El *factor de reducción* (μ) o *amplitud de reducción*, viene dado por:

$$\frac{sQ}{sQ_0} = \mu$$

4 - Conducción con radiación solar directa en los envolventes opacos y casos en estado transitorio de transferencia de calor conductivo

fig 43-1



flujo de calor para una pared real, (línea continua) comparado a una pared de masa cero (a puntos) o poca masa de retardo

El flujo de calor de acuerdo a los desfases por respuesta dinámica de los edificios y pueden calcularse con:

(Ec. 4.3 a)

$$sQc_t = A \cdot U \cdot \left[(T_{o.av} - T_i) + \mu(T_{s-a \Phi} - T_{o.av}) \right]$$

donde:

sQc_t = flujo instantaneo de calor en W (producto de transferencias de otras horas)

$T_{o.av}$ = temperatura media diaria, °C

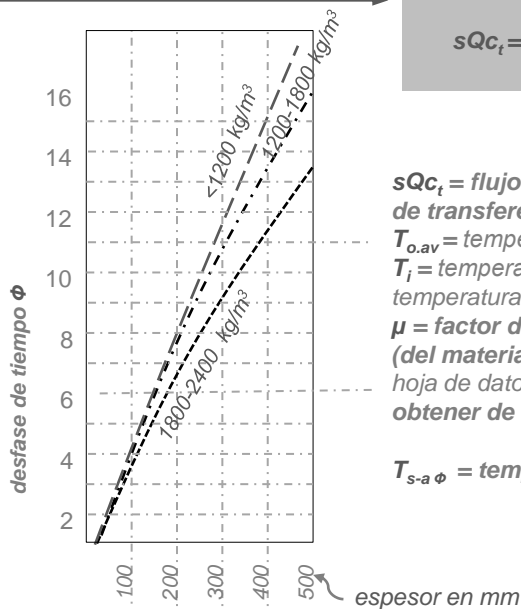
T_i = temperatura interior constante, °C, que es temperatura de diseño

μ = factor de reducción o amplitud de reducción (del material). Se encuentra cantidad de ellos en la hoja de datos D1 y como solución rápida se puede obtener de la fig 43-2

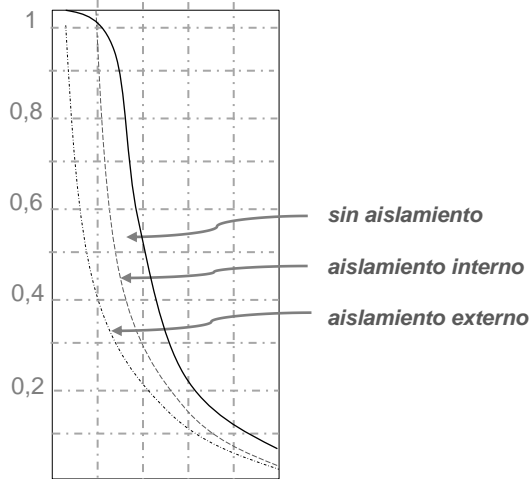
$T_{s-a \Phi}$ = temperatura sol-aire Φ horas antes, °C

desfase de tiempo y factor de reducción para envolvente sólidos-masivos y homogéneos

fig 43-2 (a)



(b)

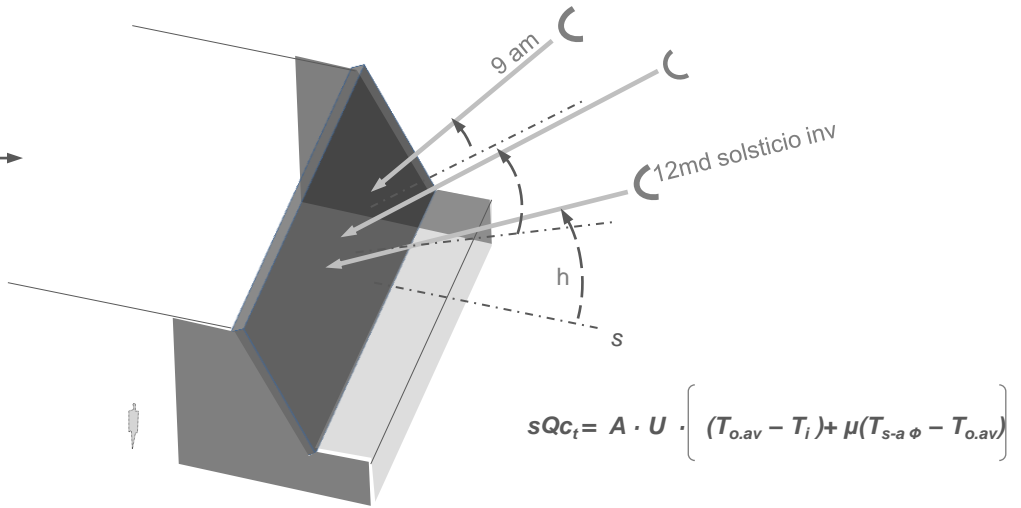


Ej 4d

pared colectora en orientación sur, en condiciones típicas de calentamiento por radiación directa, conocer el aporte de calor horas después para un día de invierno

Una pared colectora de concreto masivo y homogéneo con orientación sur e inclinada 30° , fig 43-3, de 20cm de espesor y en orientación sur para una latitud $30^\circ N$, ha recibido en diciembre la radiación directa durante la mañana. Calcular el aporte de calor por conducción al interior (respuesta dinámica) por unidad de área para la Φ (5,4hrs después según D1) cuando $T_{s-a \Phi}$ era $353^\circ K$. T_i de diseño es $295^\circ K$ y trabajar con $T_{o,av}$ $273^\circ K$.

fig 43-3



-con (de la hoja de datos D.2) $U= 3,1 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ K$, y $\mu=0,56$, y $\Phi=5,4$

-para $T_{s-a \Phi}$ se usan los $355^\circ K$ del planteamiento, pero lo usual es tener que obtener este valor de la misma manera que se hizo en la secc. 4.1 y para el valor G se puede usar el mismo método que se presenta en la sección 5.2

así:

$$sQc_t = 1 \text{ m}^2 \cdot 3,1 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ K \left[(273^\circ K - 293^\circ K) + \mu(355^\circ K - 273^\circ K) \right]$$

$$sQc_t = 1 \text{ m}^2 \cdot 3,1 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ K \cdot (22,8^\circ K)$$

$$sQc_t = 70,7 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ K$$

(aporte de calor de la pared por unidad de área)

Un edificio que tenga paredes de transmitancia baja (U , capítulo 3) reducirá todas las formas de transferencia de calor por conducción en envolventes. El flujo de calor será grande si **a**: la diferencia de temperaturas es grande, como en el ejemplo 2b de la sección 2.3 ó **b**: en situación de aporte calorífico con fuerte radiación solar (donde se usa el criterio de T_{s-a}). El aislamiento radiante es muy útil en condiciones de estado estacionario, pero cuando cambia en cada ciclo de 24 hr el sentido del flujo de calor, disminuye la importancia de ambos aislamientos y empieza a tener sentido el aprovechamiento de la respuesta dinámica con la capacidad de acumulación. A esto se le llama aislamiento capacitativo.

4

4.4

respuesta dinámica de aislamiento capacitativo y el criterio de elección de tiempo de retardo (material y espesor)

La determinación del tiempo de retardo apropiado viene dada por la aplicación de las secciones 4.1 a 4.3 como sistema de flujo periódico de calor, es decir, *analizando un período de tiempo que normalmente es de 24 hr (sobre todo para espacios residenciales)*. En éste análisis es necesario incorporar las necesidades de calefacción o refrigeración de la edificación generadas por el comportamiento de las envolventes en las condiciones de la localidad.



-lo más usual de esta aplicación es **proporcionar calefacción a horas nocturnas**. En relación a otros métodos para obtener ganancias de calor, como de ganancias por radiación a través de los cristales, por convección con masas calientes de aire como en el sistema Trombe-Michel (4), **el sistema capacitativo tiene la capacidad de desfasar esa entrega de calor a horas nocturnas** (5).

-un punto que sin embargo **con frecuencia se desestima es que la respuesta dinámica puede ser excesiva o a destiempo**. Lo segundo se analiza en esta sección; para lo primero debe tenerse en cuenta este análisis y las hojas de método de sumatorias de cargas y balance general que se presentan al final del documento.

-un adecuado conocimiento de la respuesta dinámica del envoltente facilita **la utilización del mismo como aislante: estos son los casos en los que el flujo de calor cambia de dirección sin haber accedido al interior del espacio habitable**. Se presenta aquí un ejemplo

franja horaria de necesidades de flujo de calor al interior y materiales apropiados

La *figura 44-1 (a)* muestra la franja y cantidades (en W) de necesidades de flujo de calor de un ejemplo de espacio habitable.

La determinación de esta franja viene dada por no solo las condiciones T_o de temperaturas externas (y las condiciones principalmente de humedad señaladas en el capítulo 1), sino que se genera en la ecuación de balance general (5).

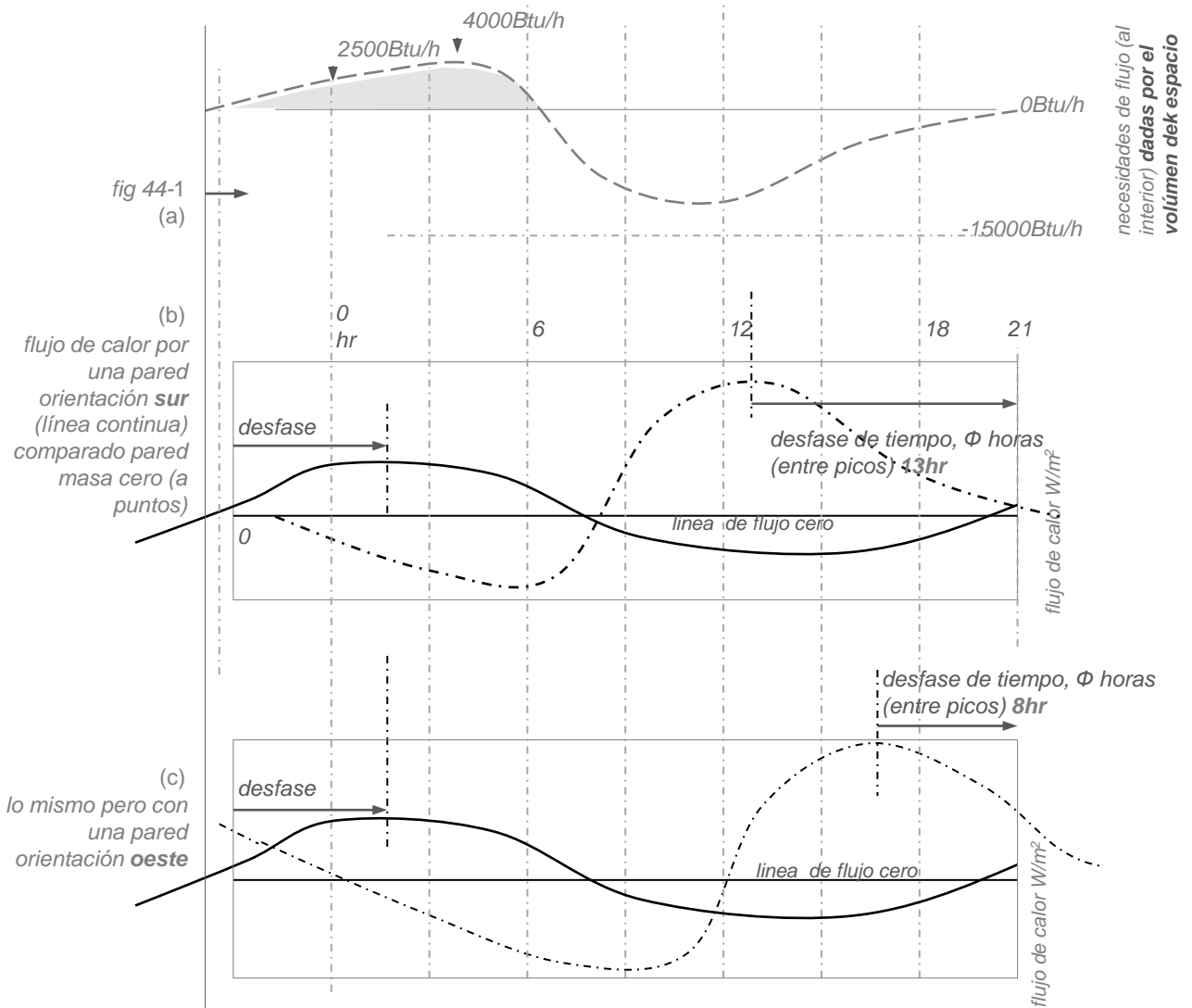
El ejemplo *Ej. 4e* muestra la aplicación de la *Ec. 4.3a* en la práctica.

(4) nombrado tras las investigaciones del científico Felix Trombe y el arquitecto Jaques Michel.

(5) el sistema Trombe-Michel tiene la capacidad de trabajar como elemento capacitativo si así se diseña, adicional a la capacidad de calefacción convectiva.

(6) puede verse las hojas de método de sumatoria de cargas y balance general. Esta franja puede ser por ejemplo muy extendida si se usaran materiales poco aislantes en otras paredes o elementos diferentes a la sección capacitativa.

4 - Conducción con radiación solar directa en los envolventes opacos y casos en estado transitorio de transferencia de calor conductivo



Ej 4e

diseñar una pared de aislamiento capacitativo capaz de cubrir una necesidad específica de flujo de calor al interior Φ horas después (suponiendo que existiese libertad de orientación de la misma sin sombra)

Conociendo las necesidades de aportes de calor (mismas de la figura 44-1 a) al interior de un espacio en la ciudad de Barcelona $34^\circ N$ en invierno, diseñar una pared de aislamiento capacitativo capaz de cubrir esa necesidad.

usando (Ec. 4.3 a) $\rightarrow sQc_t = A \cdot U \cdot \left[(T_{o,av} - T_i) + \mu(T_{s-a \phi} - T_{o,av}) \right]$

se procede a hacer los escenarios para valorar las la respuesta dinámicas de las diferentes anchos de pared, materiales y orientaciones

1er escenario suponiendo una pared SUR colectora , fig 44-1(b)

valores $T_{s-a\phi}$ recordar que para obtener estos valores se usa (Ec. 4.1 b), aquí se presentan ya calculados :

- $T_{s-a\phi}$ 350 °K (9hr),
- $T_{s-a\phi}$ 375 °K (13:30hr),
- $T_{s-a\phi}$ 353 °K (15hr),
- $T_{s-a\phi}$ 330 °K (17hr),

en todo el horario nocturno al ser $G=0$ y de acuerdo a la Ec. 4.2 b (y sabiendo que E no será tomado en cuenta como se establece en la sección 4.2), entonces:

$$T_{s-a} = T_o + (G \cdot \alpha - E) \cdot R_{so}$$

$$T_{s-a} = T_o \text{ en } ^\circ K \text{ para horario nocturno.}$$

- como la mayor $T_{s-a\phi}$ se encuentra a las 14hr para la **teórica pared de masa cero** , el flujo mayor es en el mismo punto.
- como el pico de las necesidades del interior se encuentra en 3am entonces el tiempo de retardo necesario es al menos $\Phi = 13hr$

- se puede revisar rápidamente la fig 43-2 (a) para ver que por ej. **un material como el concreto de 2100 kg/m³ necesitaría una pared de más de 40cm para cumplir el propósito .** Por lo tanto se analizará otro escenario.

2do escenario suponiendo una pared OESTE colectora , fig 43-4 (c)

valores $T_{s-a\phi}$ recordar que para obtener estos valores se usa (Ec. 4.1 b), aquí se presentan ya calculados :

- $T_{s-a\phi}$ 375 °K (15hr),
- $T_{s-a\phi}$ 350 °K (17hr),

$$sQc_t = A \cdot U \cdot \left[(T_{o.av} - T_i) + \mu(T_{s-a\phi} - T_{o.av}) \right]$$

datos de una pared de 20cm en la fig 43-2 (a) y 43-2 (b) :

- para calcular el flujo en 15:00 + 8...

$$sQc_t = 1m^2 \cdot 3,1W/m^2 \cdot ^\circ K \cdot (283 \text{ } ^\circ K - 295 \text{ } ^\circ K) + 0,55(375 \text{ } ^\circ K - 283 \text{ } ^\circ K)$$

$$sQc_t = 115W/m^2 \cdot ^\circ K$$

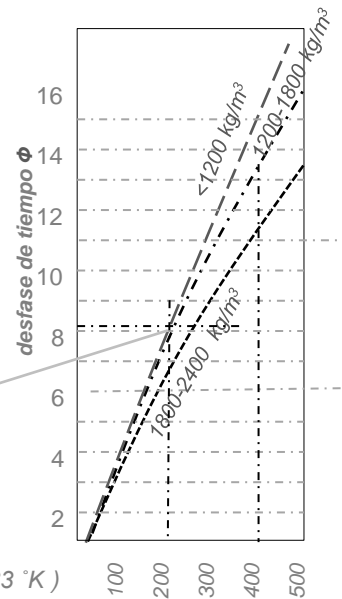
1 Btu/hr = 0,2928 W entonces... 2500 Btu/hr = 732W

se necesitarían aprox **6,5m² de pared de concreto 20cm con orientación oeste** para suplir las necesidades de calefacción de la figura 44-1 a en el punto de 0 horas

- para calcular el flujo en 17:00 + 8...

$$sQc_t = 1m^2 \cdot 3,1W/m^2 \cdot ^\circ K \cdot (283 \text{ } ^\circ K - 295 \text{ } ^\circ K) + 0,55(350 \text{ } ^\circ K - 283 \text{ } ^\circ K)$$

$sQc_t = 74 W/m^2 \cdot ^\circ K$: se necesitarían **15m² de pared de concreto 20cm con orientación oeste** para suplir las necesidades de calefacción de 4000Btu/hr en el punto de 3am



elegir un área promedio de las calculadas para efectos de diseño de la piel

Ej 4f

pared de aislamiento capacitativo en clima cálido cuando no hay un cambio de dirección de flujo conductivo

Diseñar (a) una pared orientación este, en la ciudad de Cd. Guatemala, con aislamiento capacitativo de tal manera que el flujo conductivo producto de $T_{s-a \phi}$ sea poco significativo. Trabajar con un valor crítico de irradiación global $G=700 \text{ W/m}^2$. Mostrar (b) que una pared de 15cm de bloques de concreto con la misma orientación

resolviendo (a):
usando (Ec. 4.1 b)

$$T_{s-a} = T_o + (G \cdot \alpha - E) \cdot R_{so}$$

trabajando con una pared de 20cm de concreto alisada y pintada blanca ($\alpha = 0,3$ y $h_o = 14 \text{ W/m}^2$ ver fig 33-1)

$$T_{s-a} = 303 \text{ }^\circ\text{K} + \frac{(700 \text{ W/m}^2 \cdot 0,3 - E) \cdot 1}{14 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}}$$

$$T_{s-a} = 320 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$sQc_i = A \cdot U \cdot \left[(T_{o,av} - T_i) + \mu(T_{s-a \phi} - T_{o,av}) \right]$$

$$sQc_i = 1 \text{ m}^2 \cdot 0,8 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K} \cdot (303 \text{ }^\circ\text{K} - 295 \text{ }^\circ\text{K}) + 0,35(318 \text{ }^\circ\text{K} - 303 \text{ }^\circ\text{K})$$

$$sQc_i = 10,5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

necesidades de flujo
(al interior) W/m^2

se necesitarían aprox **6,5m²** de pared de concreto 20cm con orientación oeste para suplir las necesidades de calefacción de la figura 44-2 a en el punto de 0 horas

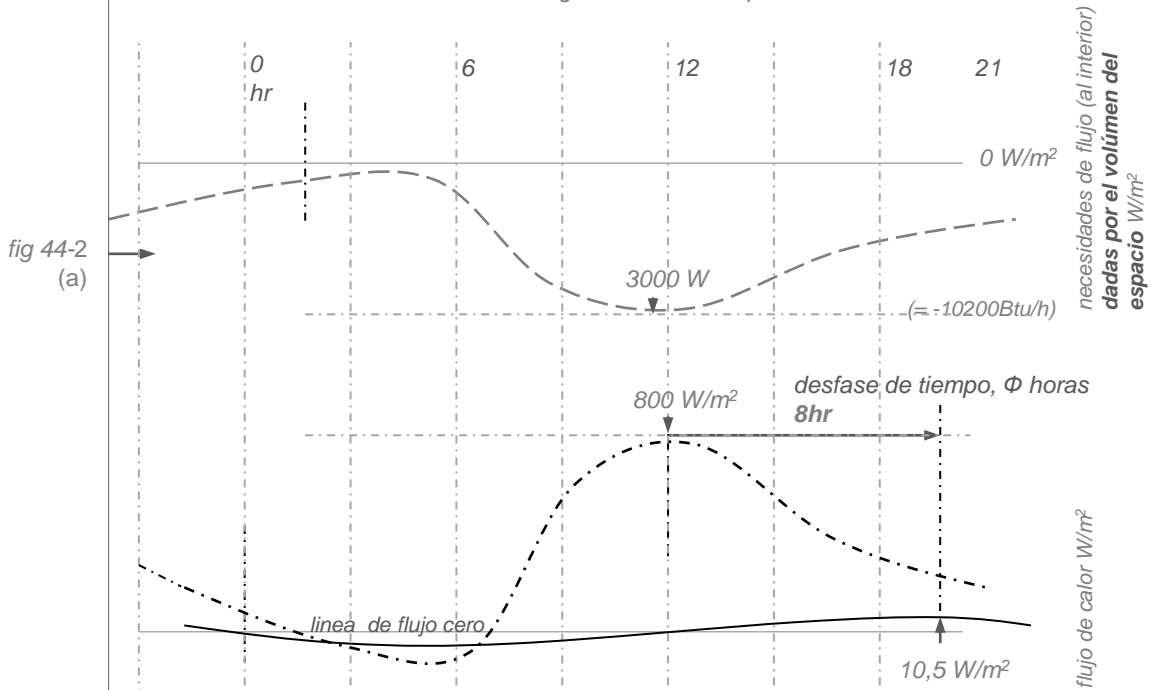


fig 44-2 (a)

fig 44-2 (b)

flujo de calor por una pared orientación este (línea continua, como la de la descripción del problema) comparado pared de poca masa, alta α y alto valor de transmitancia U (línea a puntos)

4 - Conducción con radiación solar directa en los envolventes opacos y casos en estado transitorio de transferencia de calor conductivo

el valor de $10,5 \text{ W/m}^2$ de la pared propuesta es **claramente poco significativo respecto a 800 W/m^2** de la pared de poca masa, alta α y alto valor de transmitancia U (línea a puntos en fig 43-5 (b)). Por lo tanto la pared cumple.

resolviendo (b):

para una pared (fig 44-3) de 15cm de concreto con forro de ladrillo aparente ($\alpha = 0,65$ y $F_o = 14 \text{ W/m}^2$, y $U = 3,5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$)

$$T_{s-a} = 303 \text{ }^\circ\text{K} + \frac{(700 \text{ W/m}^2 \cdot 0,65 - E) \cdot 1}{14 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}}$$

$$T_{s-a} = 320 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\rightarrow sQc_t = A \cdot U \cdot \left[(T_{o,av} - T_i) + \mu(T_{s-a} - T_{o,av}) \right]$$

$$sQc_t = 1 \text{ m}^2 \cdot 3,5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K} \cdot (303 \text{ }^\circ\text{K} - 295 \text{ }^\circ\text{K}) + 0,7(335 \text{ }^\circ\text{K} - 303 \text{ }^\circ\text{K})$$

$$sQc_t = 10,5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

(nótese además que con esta composición de pared el tiempo, Φ de retardo es 4 horas por lo que se estaría aportando calor en lapsos de tiempo del día donde se estaba necesitando refrigerar para equilibrar las ganancias de calor de otras partes del envolvente (según lo referencié la figura 44-2 a)

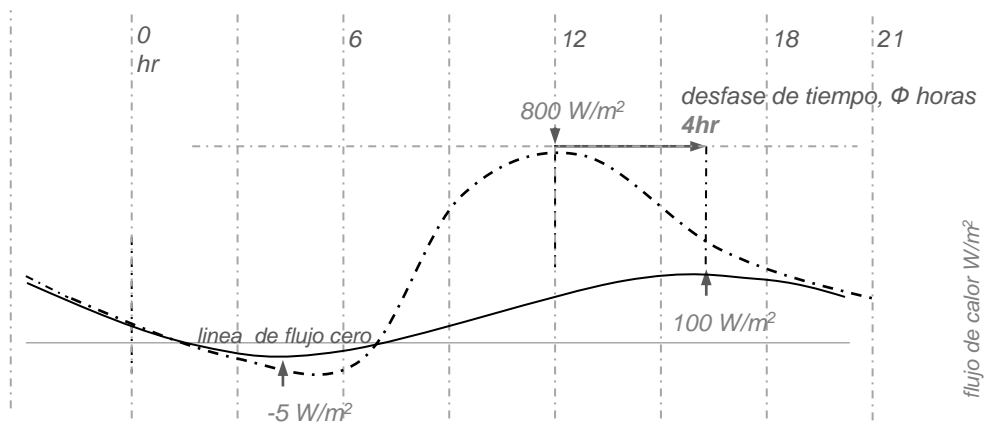


fig 44-3

flujo de calor por una pared orientación **este** (línea continua, como la de la descripción de la parte b del problema) comparado pared de poca masa, alta α y alto valor de transmitancia U (línea a puntos)

5. procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes

contenido de capítulo

5.1 *procesos de radiación: aproximación al método de S.V. Szokolay y de Koenisberger*

5.2 *valores de irradiación: método de máscara de Koenisberger; revisión de acuerdo a la Norma Térmica Mexicana NOM 008 ENER 2001.*

5.3 *vidrios o translúcidos: factor de ganancia solar (SHGC solar heat gain coefficient)*

5.4 *diseño de sombreado exterior (coeficiente SE de acuerdo a la norma NOM 008 ENER 2001)*

5.5 *Cuando es deseable la sombra?*

5.6 *Concepto «qs»: simplificación de cálculo de ganancias de calor por radiación a través de los ventanales o cubiertas no opacas (criterio \emptyset ps en las Normas Mexicanas de 2001 y 2011)*

5

5.1

procesos de radiación: aproximación al método de S.V. Szokolay y de Koenisberger

Los procesos de transferencia de calor que hasta ahora se han analizado en su correlación con el diseño de edificios, tienen en común que en ellos se presentan gradientes de temperatura *en alguna forma de materia de los envolventes*.



“Radiación” es el término que se aplica a los procesos que involucran la transferencia de energía por fenómenos electromagnéticos. El modo de radiación en transferencia de calor difiere en dos situaciones de los modos conductivo y convectivo: 1) no se necesita un medio de transporte 2) la energía transferida es de acuerdo a la ecuación de Stefan-Boltzmann proporcional a la cuarta potencia de los cuerpos involucrados.

Sumar ésta variable se vuelve –porcentualmente en ganancias de calor de los espacios- en un punto de peso.

No es extraño encontrar que la carga por radiación a través de los cristales es responsable del 90% o más de la carga total (carga que necesita ser reducida a mínimos en verano y regiones de clima caliente constante) o por el contrario encontrar poca respuesta de esta en zonas de temperaturas bajas constantes donde podría ser de gran ayuda en mitigar el consumo de energía para calefacción

orientación de esta sección hacia la radiación solar.

En este capítulo 5 se tratarán varios ejercicios relacionados con procesos de radiación en envolventes. Los primeros explican la parte inherente a procesos radiantes en el valor.

Sin embargo, dada la naturaleza de la volumetría de los edificios, se da prioridad a los procesos que tienen que ver con radiación solar en ventanales y a la manera que esto impacta la regulación del *confort térmico y consumo energético para alcanzarlo*. Koenisberger (1) y Szokolay (2) desarrollan ésta temática a lo largo de 3 variables principales:



- *cálculo y balance del factor Qs: ganancia de calor a través de los cristales (ver 5.2 en la valoración de la Norma 008 ENER 2001, sección 5.6 y capítulo 6.1d en la guía final)*

- (1) Koenisberger. **Manual of Tropical Housing and Building**. 1977, Longman Group. London.
- (2) Steven V Szokolay. **Introduction to architectural science: the basis of sustainable design**. 2004 Architectural Press, Longman Group. London. (*Cap Heat: the thermal environment*)

5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.

-sistematizar el cálculo de variables que afectan los resultados finales relacionados a este valor de radiación: ej: factores de sombreado, disminuciones con el paso a través de cristales, etc (ver sección 5.3 y 5,4)

-tener un método sistematizado para encontrar valores de irradiación G(3) sobre el edificio, involucrando las características de ángulos de incidencia de paredes en diferentes orientaciones, y tejados y/o superficies horizontales (ver sección 5.2)

Antes de profundizar en el valor G (irradiación global con incidencia de sol), resulta útil, a modo de entender el proceso general de transferencia de calor con radiación, revisar la mecánica de un cuerpo negro que es el proceso de radiación más simple.

El poder emisor total –hemisférico- (4) de un cuerpo negro viene dado por la ecuación de Stefan-Boltzmann

(Ec 5.1 a)

$$E_b = \sigma T^4$$

Donde σ , la constante de Stefan-Boltzmann es $0,1714 \times 10^{-8}$ Btu/hr ft² °R⁴

ó $5,6697 \times 10^{-8}$ W/m² °K

Y la tasa de intercambio neto entre dos superficies negras 1 y 2 viene dada por

(Ec 5.1 b)

$$\frac{q_{1-2}}{A} = \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

radiación entre dos planos a diferentes temperaturas

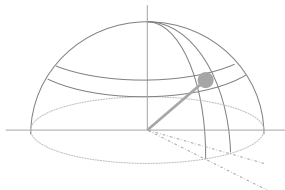
Ej 5a

dos planos paralelos infinitos negros con una transferencia de calor por unidad de área.

Desarrollar este ejercicio para comparar con el poder emisor total con la radiación solar e introducir la mecánica de Koenisberger; también como base de otros procesos radiantes en paredes y tejados (bien este ejemplo podría darse como mecanismo radiante base entre dos caras de una pared)

(3) en algunas publicaciones menos recientes con frecuencia se le llama a la radiación valor "I"

(4) emisión de un elemento diferencial de área dA1 en un hemisferio hipotético centrado sobre el punto dA1.



Dos planos paralelos negros e infinitos se mantienen a 200 °C y 300 °C. Determinar (a) la tasa de transferencia de calor radiante por unidad de área en unidades del SI (b) repetir el caso bajando ambas temperaturas 190 °C.

(a) Tomando el plano 1 como el de mayor temperatura:

$$\frac{q_{1-2}}{A} = \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

$$= (5,6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times [(573,15 \text{ °K})^4 - (473,15 \text{ °K})^4])$$

$$\frac{q_{1-2}}{A} = 3277 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

(b) reduciendo en 190 °C cada temperatura

$$\frac{q_{1-2}}{A} = \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

$$= (5,6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times [(383,15 \text{ °K})^4 - (283,15 \text{ °K})^4])$$

$$\frac{q_{1-2}}{A} = 857,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Ej 5b

flujo térmico radiante de una pared a la cual le golpeado el sol del atardecer.

flujo por radiación de una pared hacia el interior

Después del atardecer, energía radiante puede ser percibida por una persona al lado interior de una pared de ladrillo. Estas paredes con frecuencia tienen temperaturas de 110°F, y la emitancia típica del ladrillo es 0,92 (ver tabla D.4), entonces: (a) Cual sería la tasa de flujo térmico radiante por unidad de área desde ésta pared? (b) conversión a unidades SI

Este ejemplo consiste en desarrollar un caso de radiación diferente al de un cuerpo negro, lo mismo que el ejemplo anterior como referencia para la intensidad de radiación solar. El cuerpo negro, o emisor ideal, entrega energía radiante de acuerdo a (5.1 a).

Todas las demás superficies emiten algo menos, la emisión térmica de muchas superficies (*cuerpos grises*) se representa por:

(Ec 5.1 c)

$$E_b = \epsilon \sigma T^4$$

Donde ϵ , la emitancia de radación de la superficie tiene rangos de 0 a 1

(a) Con 5.1 c :

$$\frac{q}{A} = \epsilon \sigma (T^4)$$

$$= (0,92) (0,1714 \times 10^{-8} \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{R}^4 \times [(110+ 459,7)^4 \text{ } ^\circ\text{R}^4]$$

tomando en cuenta que ($^\circ\text{R} = ^\circ\text{F} + 459,7$)

$$= (0,92) (0,1714 \times 10^{-8} \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{R} \times [559,7]^4 \text{ } ^\circ\text{R}^4$$

$$\frac{q}{A} = 166,11 \text{ Btu/hr ft}^2$$

(a) Conversión $\frac{q}{A} = 523,6 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$

El anterior ejercicio se desarrolla a manera marco de referencia para el proceso de transferencia de calor por radiación.



En la metodología de este trabajo sin embargo, la variable de calor radiante hacia el interior del edificio, producto de las paredes/tejadados expuestos a la radiación directa del sol esta contenida en el concepto de temperatura sol-aire visto en el capítulo 4 de acuerdo a la fundamentación de Szokolay y cotejada con la Norma Térmica Mexicana 2001.

No debe por lo tanto sumarse un cálculo adicional al visto en la sección 3 y se presenta aquí solo de referencia para un proceso Qc_2 .

Ej 5c

calor radiante en el interior de una pared y evaluación de una barrera radiante de hoja de aluminio interna

El comportamiento radiante interno dentro de una pared con cavidad está incluido en el valor U, sin embargo se desarrolla este ejemplo como introducción a un sistema barreras internas radiantes en paredes. Estas barreras parecen tener mucho campo para ser desarrolladas en el futuro cercano por su bajo costo y eficiencia.

Una pared de un espacio (fig 51-1) está compuesta de dos láminas paralelas de metal a temperaturas exterior de 150°F e interior de 60°F. T_1 y T_2 respectivamente, y con emisividades $\epsilon_1 = 0,3$ y $\epsilon_3 = 0,3$

El espacio interno no tiene relleno; calcule la tasa de transferencia de calor radiante por unidad de área y para una pared de entre éstas láminas de la pared sin ninguna barrera interna (a) y con una barrera radiante de hoja de aluminio interna de $\epsilon_1 = 0,09$

flujo por radiación al interior de una pared liviana

5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envoltentes.

(fig 51-1)

(a)

(b)

exterior

1 3

1 2 3

(Ec 5.1 d)

$$q_{1-3} = \frac{\sigma (T_1^4 - T_3^4)}{A \left(\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_3} - 1 \right)}$$

$$= \frac{(0,1714 \times 10^{-8} \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{R}^4 \times [(610)^4 - (520)^4 \text{ } ^\circ\text{R}^4]}{1/0,3 + 1/0,3 - 1}$$

tomando en cuenta que ($^\circ\text{R} = ^\circ\text{F} + 459,7$)

$$= 19,7 \text{ Btu/hr ft}^2$$

= 3940 Btu/hr en pared de 200 ft²

...convirtiendo a SI son 1150 W para la pared de 200 ft² que son 61 m²

(b) si una delgada barrera radiante se coloca entre las dos paredes (fig 51-1 b) la tasa de transferencia de calor radiante es de acuerdo a Pitts/Sissom:

(Ec 5.1 e)

$$q = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{A \left(\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)} = \frac{\sigma (T_2^4 - T_3^4)}{A \left(\frac{1}{\epsilon_2} + \frac{1}{\epsilon_3} - 1 \right)}$$

si $\epsilon_1 = \epsilon_2$ entonces:

$$T_2^4 = 1/2 (T_1^4 - T_3^4)$$

$$T_2 = 570,3 \text{ } ^\circ\text{R}^4$$

una delgada hoja de aluminio de $\epsilon_2 = 0,09$ libre en una cámara reflejará la mayor parte del calor radiante incidente, pero si absorbe algo, que se reirradiará

entonces:

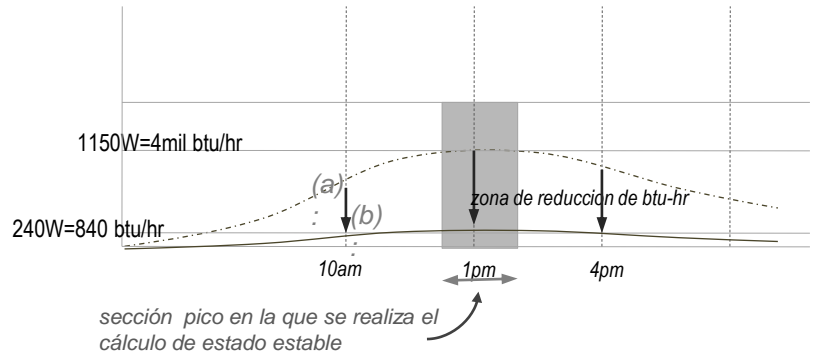
$$q_{2-3} = \frac{(0,1714 \times 10^{-8} \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{R}^4 \times [(570)^4 - (520)^4 \text{ } ^\circ\text{R}^4]}{A \left(\frac{1}{0,3} + \frac{1}{0,3} - 1 \right)}$$

$$q_{2-3} = 4,2 \text{ Btu/hr ft}^2$$

en la transferencia calorífica por radiación este ejemplo muestra que el flujo de calor depende de las temperaturas emisora y receptora (en este caso las dos capas de la pared), y de ciertas calidades de estas superficies: emitancia y absorptancia. Un cuerpo como la barrera de hoja de aluminio absorberá una parte muy pequeña del calor

el coeficiente de emitancia ϵ expresa la cantidad de calor disponible que será emitido (en relación a un cuerpo negro en el que $\epsilon = 1$)

a nivel práctico, puede verse el ejemplo anterior en la diferencia en una pared de 200 ft² así:



el impacto de las barreras radiantes puede ser, como se aprecia, notable.

Algunos autores señalan sin embargo entre los problemas que:

- funcionan más en cámaras verticales cerradas donde el polvo no afecte sensiblemente capacidad de baja emitancia ϵ como en una cámara horizontal (ej. cielo falso)
- la técnica en general no está tan desarrollada como la de barreras conductivas y por consiguiente requiere de diseñadores con más conocimiento en transferencia de calor para que sea eficaz.

5

5.2

valores de irradiación: método de máscara de Koenisberger (5);
revisión de acuerdo a la Norma Térmica Mexicana NOM 008 ENER 2001 (6)

La irradiación solar incidente en una superficie (horizontal exterior, superficies verticales u horizontales en edificios, o superficies con diferentes planos de inclinación) llamada G , en W/m^2 es necesario conocerla para superficies opaca (como fue usada en la sección 4.1) y para superficies transparentes.

(5) Koenisberger. *Manual of Tropical Housing and Building*. 1977, Longman Group. London.

(6) NOM 008 ENER 2001 Eficiencia Energética en Edificaciones, Envolvente de edificios no Residenciales



A diferencia de la sección 5.1, ahora nos concentramos dentro del marco de transferencia de calor por radiación pero no analizando al emisor sino la recepción; el envolvente del edificio como superficies receptoras en cuanto a la intensidad que reciben.

La irradiación global G incidente en una particular superficie consiste de dos componentes principales (1) :

G_b. Incidencia directa de radiación solar llegando a la superficie en línea recta (esta es una cantidad vectorial y por ello depende del ángulo de incidencia)

G_d. Componente difuso, es la radiación emitida por la atmósfera, por lo tanto llegada de todo el cielo hemisférico (depende entonces de cuanto cielo hemisférico "enfrente" la superficie)

... posiblemente también Gr. Componente reflejado. Superficies no horizontales con frecuencia reciben algo de radiación reflejada por superficies vecinas.

asi: $G = G_b + G_d (+G_r)$

Y un subescrito debe anotarse también al calcular G: la especificación de cual superficie:

h: horizontal

n: normal a la dirección de la incidencia de G_b

p: plano de orientación diferente

v: planos verticales

Koenisberger da forma a un método de máscara transparente sobre proyecciones estereográficas para un sencillo cálculo de G (irradiación global) que está sustentado en el comportamiento de mediciones y simplifica la tarea de calcular los diferentes componentes de G.

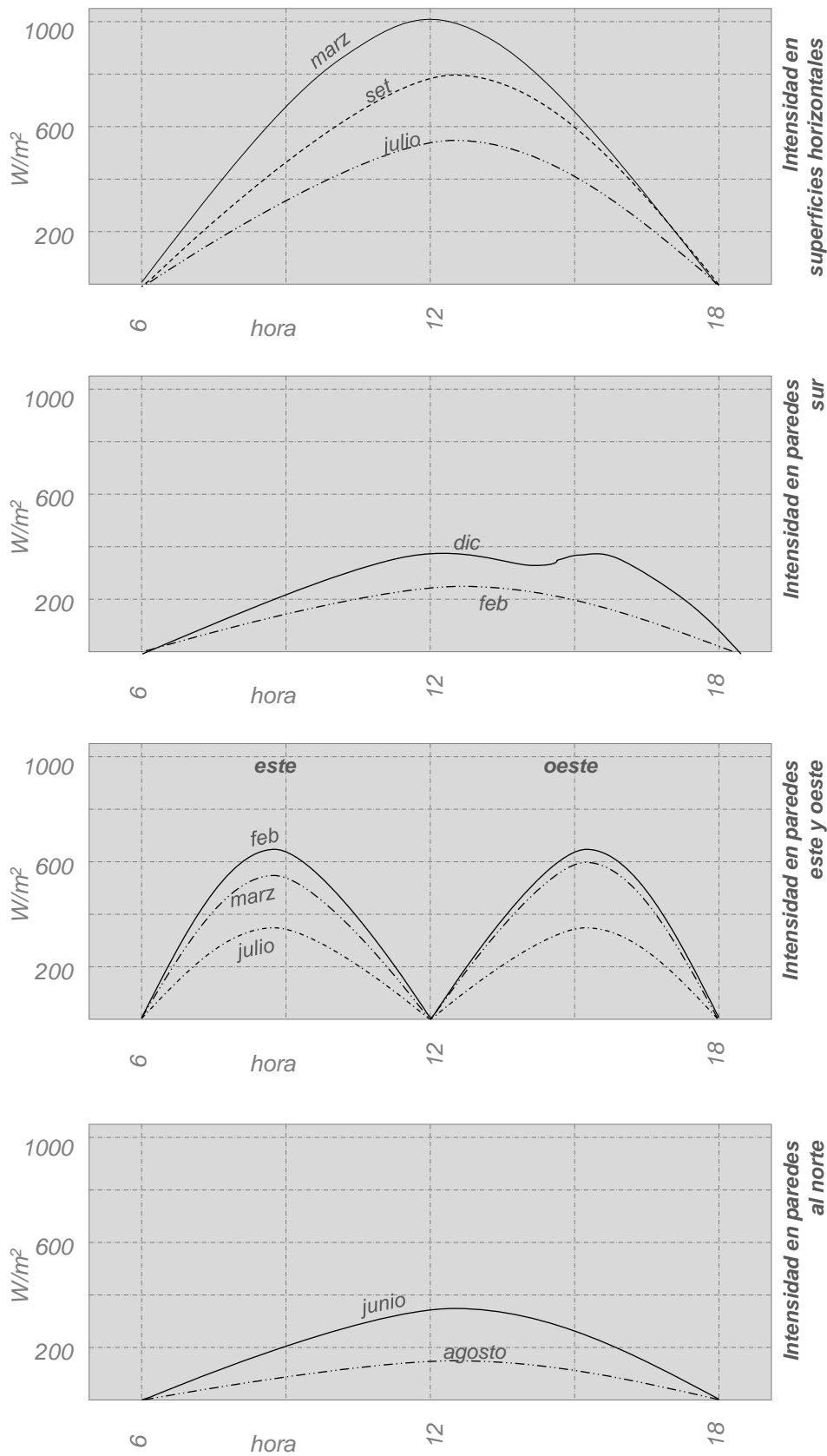
En algunos casos será necesario tener datos de G más específicos de la localidad e inclusive mediciones en sitio. Esto sucederá principalmente cuando a- un componente reflejado pueda ser significativo, como el de un edificio vecino con cristal reflectivo, y b- la frecuente nubosidad reduzca G_b

Este método se desarrolla para *condiciones de cielo despejado*; es en general muy útil. Para localidades en las que se debe ver el exceso de ganancias de calor en espacios internos habitables es muy apropiado pues mostrará *condiciones-límite*. Por el contrario, puede que sus valores sean optimistas para situaciones de invierno en las que la nubosidad reduce una tasa de flujo de calor.

Las *figuras 52-1 y 52-2* muestran una *diferencia entre valores medidos y valores calculados*. En éste caso particular las "irregularidades" en las curvas de la primera figura –Nairobi- son pequeñas, pero suficientes para entender la diferencia. La *fig 52-2* representa valores calculados para 23° Latitud Norte, La Paz BC México, zona donde la principal preocupación será el exceso de ganancias de calor y por lo tanto los valores calculados son útiles.

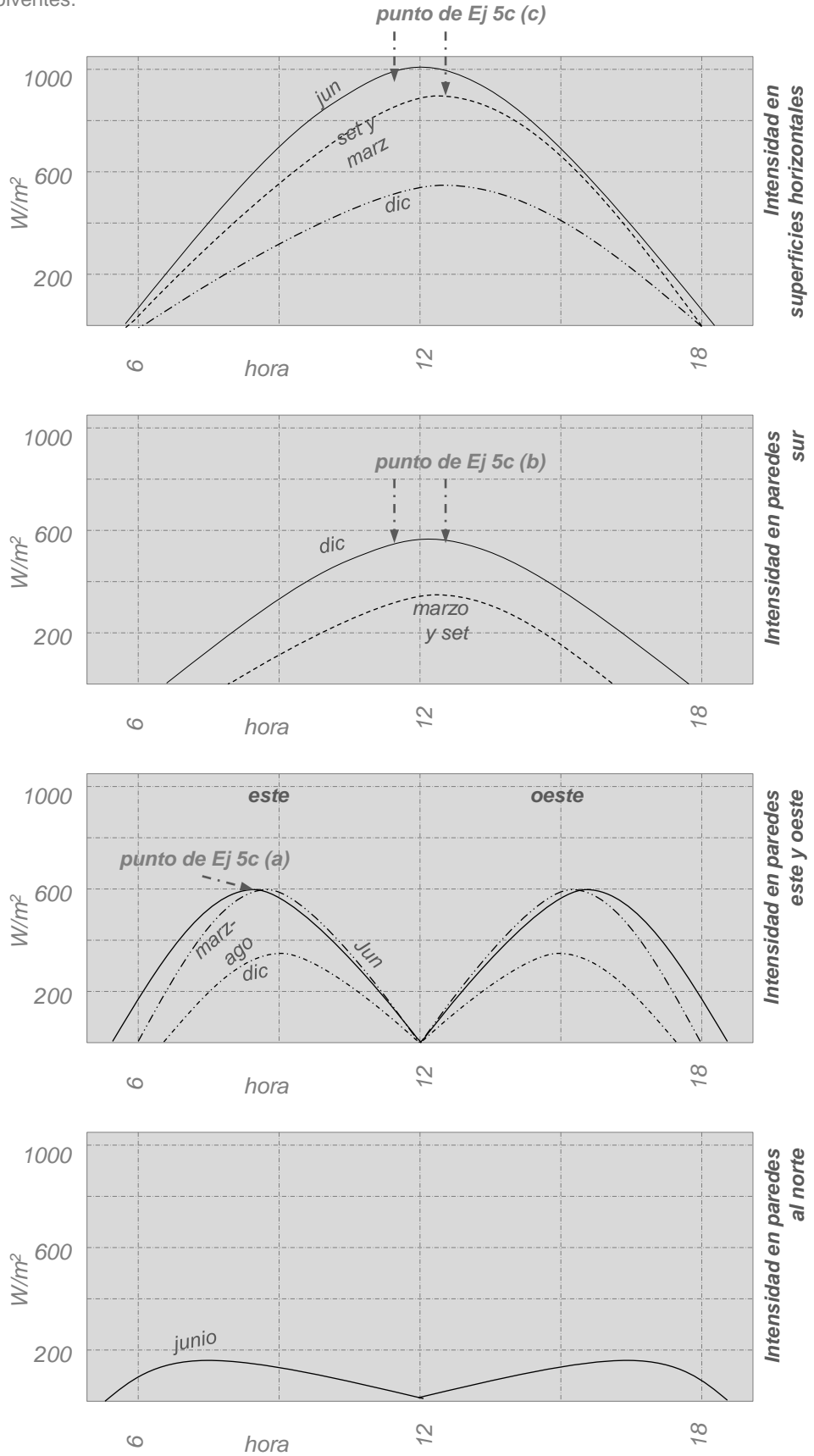
particularidad del uso de la máscara de irradiación por tipo de clima

5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.



(fig 52-1)
Nairobi Lat 1° Sur
Intensidades de radiación solar.
Valores medidos
(Koenissberger 1977)

5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.

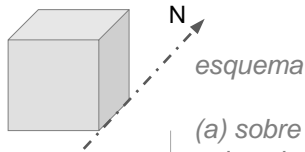


(fig 52-2)
 La Paz, BC México
 Lat 24°N
 Intensidades de radiación solar.
 Valores calculados.
 (Koenissberger 1977)

construcción de los valores calculados por máscara. A través de este ejemplo se pueden cotejar los valores de la fig 52-2 con los determinados por máscara.

Ej 5c

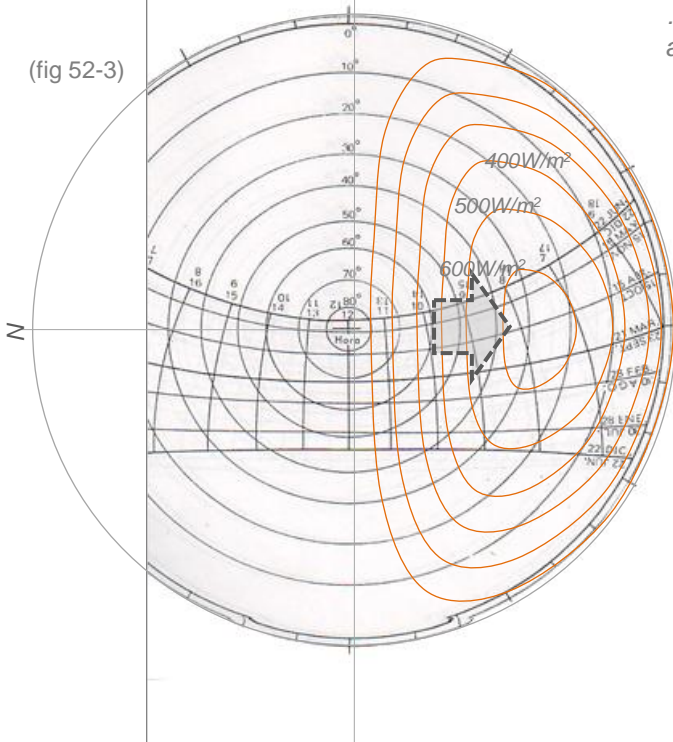
Para un volumen cúbico orientado paralelo al norte, encontrar los valores más altos en el año de irradiación solar G por unidad de área en La Paz, BCS tanto en paredes (a) este, como en (b) sur, y (c) planos de techo -como superficie horizontal-.



(a) sobre la proyección estereográfica cercana -de 22° N- se coloca la máscara orientando la sección de superficies verticales hacia el este, para encontrar (a) (fig 52-3)

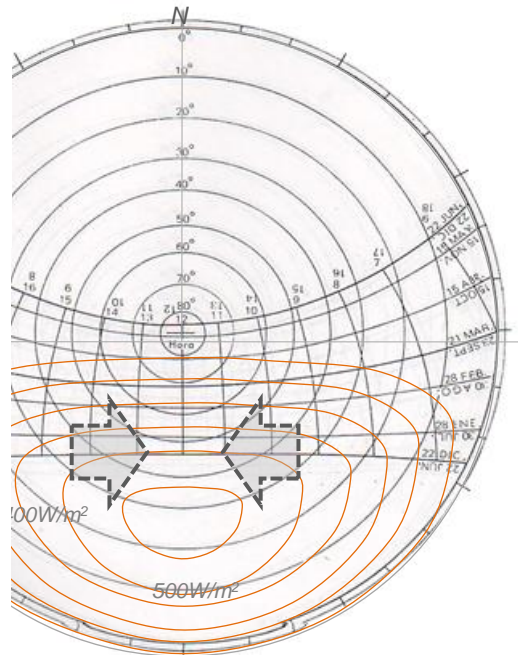
... días de abril y agosto cercano a las 8am se alcanzan en paredes este 600W/m²

(fig 52-3)

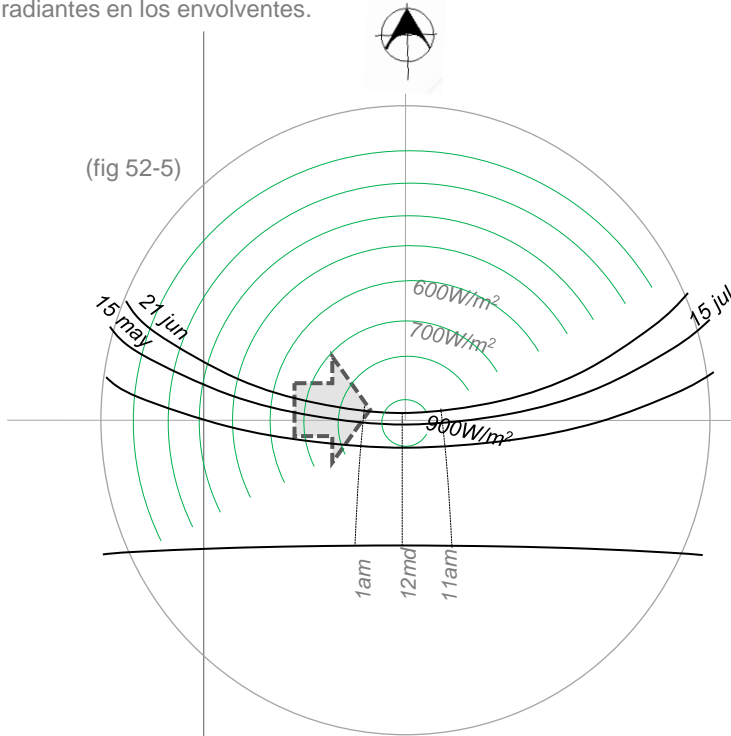


(b) se coloca la máscara orientando la sección de superficies verticales hacia el sur, para encontrar (b) (fig 52-4)

... días de solsticio de invierno entre 11am y 1pm se alcanzan 500W/m²



5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.



(c) radiación en planta

se coloca la máscara orientando la sección de superficies horizontales en cualquier posición, luego se gira 360° la intensidad para encontrar otros días/horas iguales (fig 52-5)

... en esta latitud los días de mayo a julio, entre 11am y 1pm se alcanzan en planos horizontales de techo intensidades de 900W/m²

Instrumentos como el piranómetro registran cuantitativamente la radiación solar, tienen gran uso científico y lograr aprovechamientos de radiación en climas fríos generan datos deseables. Para el diseño de edificios en climas calientes los valores de éste método de Koenisberger son confiables.

Las intensidades disponibles a través de bibliografía vienen en Btu/ ft² h, también en kcal/ m² h, pero la unidad internacionalmente aceptada hoy (SI) es el watio por metro cuadrado W/ m². Esta es la intensidad instantánea, es decir la incidencia de energía en julios por metro cuadrado de superficie por segundo (W/m² = J/ m²s ya que 1W= J/s).

La fig 52-1 extraída de Koenisberger y Szokolay sobre datos medidos en Nairobi (lat 1° sur, prácticamente Ecuador) muestra que las intensidades varían grandemente dependiendo de la orientación y latitud. Como ejemplo, el tipo observación general sobre la fig 52-1 y la fig 52-2 que puede acotarse:

- la máxima intensidad de radiación solar/ m² se presenta el solsticio de verano, día en el que a las 12md el sol incide perpendicularmente.
- en ambos casos las fachadas este y oeste tienen valor G alto; en diciembre en La Paz, BCS se reduce significativamente por el ángulo de incidencia solar en invierno pero siempre –comparado con otras latitudes- es un valor algo alto.
- ‘ en La Paz, la fachada norte tiene un valor G muy bajo al tener poco sol directo

revisión de acuerdo a la Norma Térmica Mexicana NOM 008 ENER 2001

Los valores dados de la Norma NOM 008 ENER 2001 Mexicana (7) no corresponden con los reales. Deben considerarse mas bien como los de carácter obligatorio para una norma de consumo energético que los usa para fijar un parámetro

Siguiendo el ejemplo anterior de La Paz, BCS, y haciendo la lectura (fig 52-6a) en la Norma para superficies transparentes se establece un tope de 165 W/m² para paredes este-oeste (a) y 322 W/m² tragaluces en superficies horizontales(b).

(fig 52-6a)

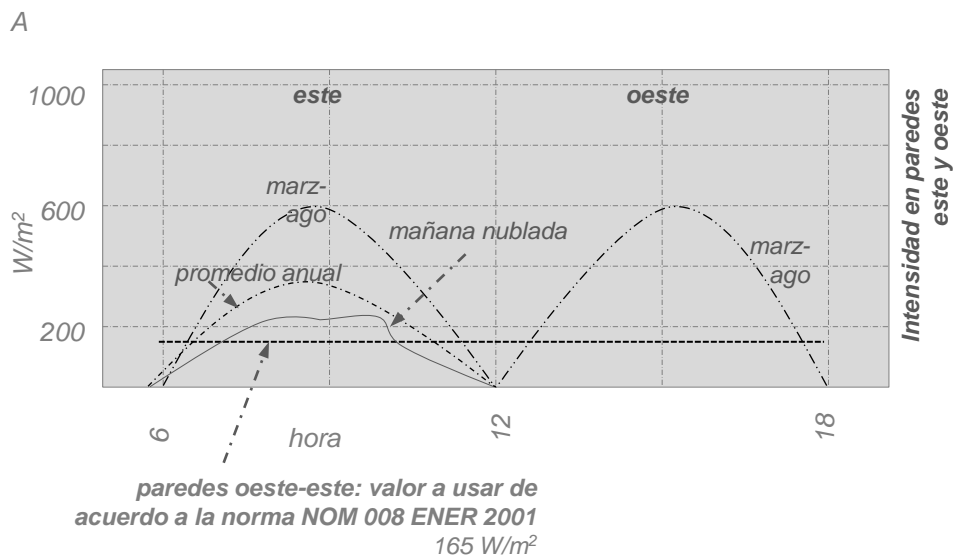
ESTADO	Ciudad	CONDUCCIÓN												RADIACIÓN									
		OPACA						TRANSPARENTE						TRANSPARENTE									
		Coeficiente de transferencia de calor, K (W/m ² K)		Temperatura equivalente promedio te (°C)												Factor de ganancia solar promedio							
		Techo	Muro	Superficie interior	Techo	Muro masivo				Muro ligero				Tragaluz y domo	Ventanas								
N	E					S	O	N	E	S	O	N	E		S	O							
AGUASCALIENTES	Aguascalientes	0,391	2,200	26	37	24	27	25	25	30	33	32	32	22	23	24	24	24	274	91	137	118	146
BAJA CALIF. SUR	La Paz	0,358	0,722	30	44	30	34	32	32	36	40	38	39	25	27	28	28	28	322	70	159	131	164
BAJA CALIFORNIA	Cabo S. Lucas	0,360	0,798	30	43	30	33	31	31	35	39	37	38	25	27	28	28	28	322	70	159	131	164
	Ensenada	0,391	2,200	24	35	22	24	23	23	28	31	30	30	20	22	22	22	22	322	70	159	131	164
CAMPECHE	Mexicali	0,354	0,521	32	47	33	36	34	35	38	42	40	41	27	28	30	30	30	322	70	159	131	164
	Tijuana	0,391	2,200	26	37	24	26	25	25	29	32	31	32	21	23	23	24	24	322	70	159	131	164
	Campeche	0,357	0,640	31	45	31	35	32	33	36	40	38	40	26	27	29	29	29	264	95	152	119	133

Calculando de acuerdo a la Norma una superficie de 40m² de pared en estas fachadas, sin aplicar un factor de reducción por tipo de cristal ni reducción del área por sombreado externo, e independientemente del ángulo de incidencia u hora:

se tiene que:

$$qs = 165 \text{ W/m}^2 \quad \text{entonces : } qs = 6600 \text{ W}$$

(fig 52-6b)



(7) NOM 008 ENER 2001 Eficiencia Energética en Edificaciones, Envoltura de edificios no Residenciales. En el apéndice normativo, se establece que “todos los valores establecidos en estas tablas sólo aplican para esta Norma”.

5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.

siguiendo la fig 52-6b la misma superficie de cristal (sin factores de reducción ni sombreado exterior) podrá tener una **situación límite real** cerca de las 8am así:

$$q_s = 600 \text{ W/m}^2 \quad \text{entonces : } q_{s_v} = 24000 \text{ W}$$

A

De igual manera, calculando una superficie de 5m² en tragaluz sobre los valores de NOM 008 ENER 2001 en la misma ciudad, independientemente del ángulo de incidencia u hora (porque así lo determina este método):

se tiene que:

$$q_s = 322 \text{ W/m}^2 \quad \text{entonces : } q_{s_h} = 1610 \text{ W}$$

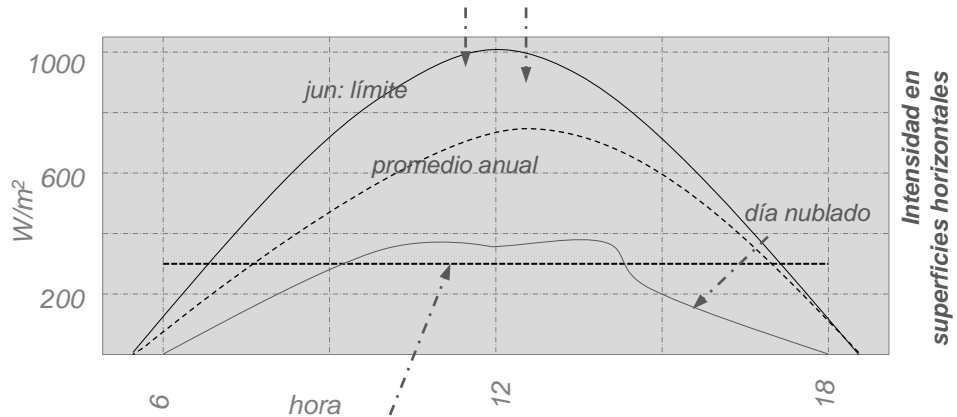
A

siguiendo la fig 52-7 la misma superficie de cristal en tragaluz podrá tener una **situación límite real** cerca entre 11am y 1pm así:

$$q_s = 1000 \text{ W/m}^2 \quad \text{entonces : } q_{s_h} = 5000 \text{ W}$$

A

(fig 52-7)



tragaluz: valor a usar de acuerdo a la norma NOM 008 ENER 2001 322 W/m²

En España (Norma HE-1) la reducción de intensidad de los valores de radiación por superficies de ventanería se hace primero limitando el porcentaje de la misma en un método simplificado de cálculo.

En las normas mexicanas NOM 008 ENER 2001 (norma térmica para edificios comerciales e industriales) y NOM 003 ENER 2011 (norma térmica para edificios residenciales) la reducción para bajar la carga térmica se hace vía sombreado exterior y capacidades de la fabricación del vidrio pero no por reducción de área de ventana.

5

5.3

vidrios o translúcidos: factor de ganancia solar (SHGC solar heat gain coefficient)

La transferencia de calor por los vidrios en ventanas puede convertirse en el principal efecto negativo en climas cálidos y en una potente solución de ganancia de calor para climas fríos.

Las ventanas son prácticamente transparentes para la radiación infrarroja emitida por el sol, pero resultan casi opacas para la radiación de onda larga emitida por los objetos de una habitación. Esta transferencia de calor también puede, como la de irradiación directa sobre paredes opacas (sección 4), aumentar la temperatura interior de un edificio muy por encima de la temperatura exterior del aire, lo cuál puede ser beneficioso o no según el clima.

En vidrios, alguna parte de la radiación incidente es transmitida (t), otra parte es reflejada (ρ) y la parte restante es absorbida –absortancia- (α) dentro del cuerpo del cristal.

La parte absorbida calentará el cuerpo del vidrio, que emitirá algo de ese calor al exterior y otra parte al interior por re-irradiación y convección.

así en ventanas la irradiación global incidente se distribuye

(Ec 5.3 a)

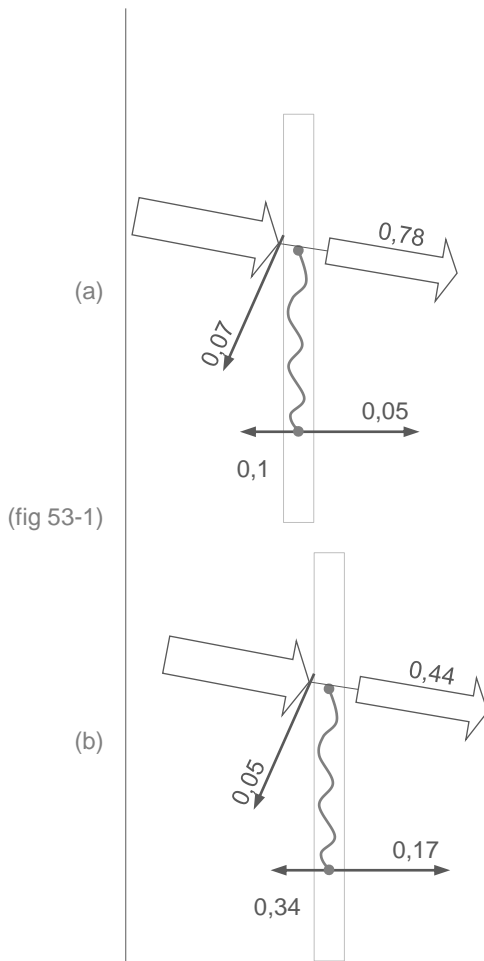

$$t + \rho + \alpha = 1$$

factor Θ

El factor Θ es la suma de la cantidad de calor re-emitado hacia adentro más la parte mayor que es la transmitancia directa. Su uso de acuerdo a gráficos es de gran utilidad pues combina valores de la propia composición del vidrio y los ángulos de incidencia del rayo principal G_b . La fig 53-1 muestra como se genera Θ

Un cristal de ventana como el de la fig 53-1 (a) transmite gran proporción de toda la radiación comprendida entre 300 y 3000 nm (que corresponde a la luz visible e infrarroja de onda corta, pero muy poco de la onda más larga como lo muestra la fig 53-2.

5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.



(fig 53-1)

(a) cristal de ventana ordinario claro de 6mm. Incidencia perpendicular

$$t + \rho + \alpha = 1$$

$$\Theta = t + \frac{\alpha}{x} \quad (5.1 d)$$

Θ = la totalidad transmitida (t) más una fracción de la parte absorbida (fracción de α)

$$\Theta = 0,83$$

(b) cristal tintado o endotérmico. Especificaciones de acuerdo al fabricante.

Con ellos el porcentaje transmitido de la irradiación puede bajar hasta menos 50%. Sin embargo éstos cristales con frecuencia aumentan α . (ver b).

El resultado en (b):

$$t + \rho + \alpha = 1$$

$$\Theta = t + \frac{\alpha}{x}$$

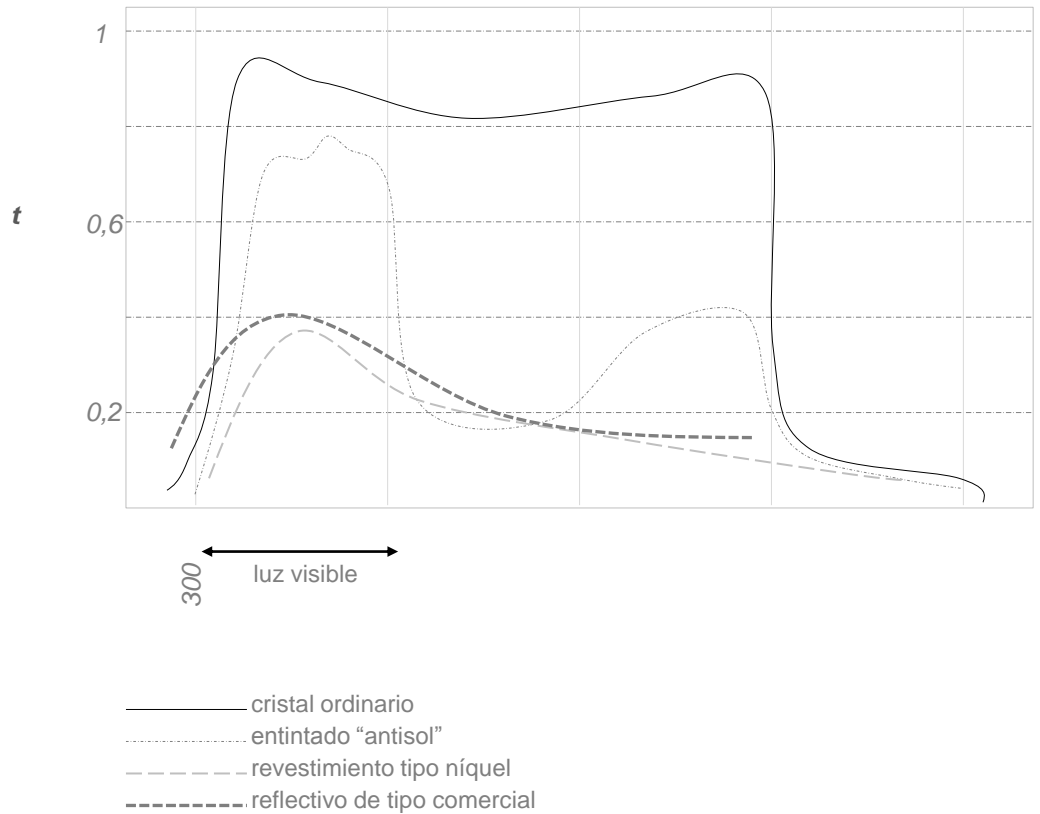
$$\Theta = 0,61$$

La sumatoria del SHGC de los cristales endotérmicos como (b) hace que uno pueda tener dudas de su costo-beneficio; pero no se puede pasar por alto (9) que éstos tienen muy buenas capacidades de reducir la transmisión infrarroja y con ello el calor por "t" como factor de Θ (fig 53-2).

(9) Extraído de Koenissberger. **Manual of Tropical Housing and Building**. 1977. Gráfico de porcentajes de transferencia (t) en diferentes cristales que en los que no se afecta grandemente la transmisión de luz. Se introduce el valor del cristal "reflectivo comercial" con valores de Szokolay

5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.

(fig 53-2)



posibilidad de manipular θ sin sombreado exterior

Alguna literatura ha iniciado estudios sobre una *combinación de doble piel de cristales no en cámara, sino con una interfaz ventilada entre ellos, que genere un excelente desempeño para bajar el valor θ , usando un cristal endotérmico como piel exterior.*

Esto con el objetivo de que *la fracción α/x (parte de α que es admitida) sea disipada en ambas caras de la primera piel antes de poder llegar a la segunda y así prácticamente $\theta = t$*

Con este sistema todo el calor re-irradiado hacia la ventana interna (el cerramiento principal) sería de longitud de onda larga, para la cual es casi opaco el cristal ordinario. J. Nouvel ha empleado este sistema con el objetivo de aumentar la eficiencia térmica de verano en la Torre Agbar de Barcelona.

A continuación (10) (fig 53-3) en se construyen gráficos de valores Θ , valores t , ρ , así como valores α/x :

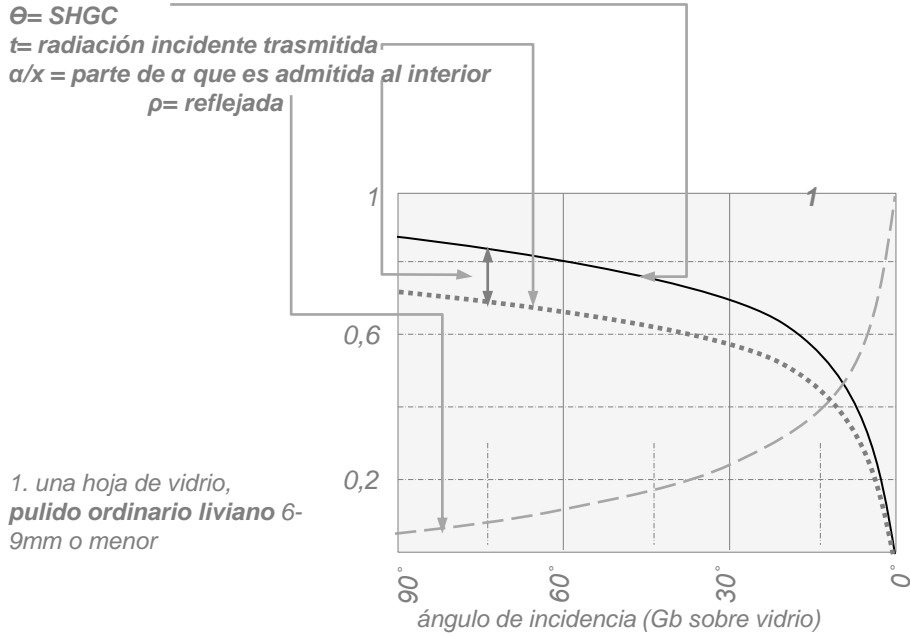
(10) se construyen recopilando información del fabricante Vitec, de S.V. Szokolay y de Koenisberger; estos últimos dos en publicaciones de varios años.

5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.

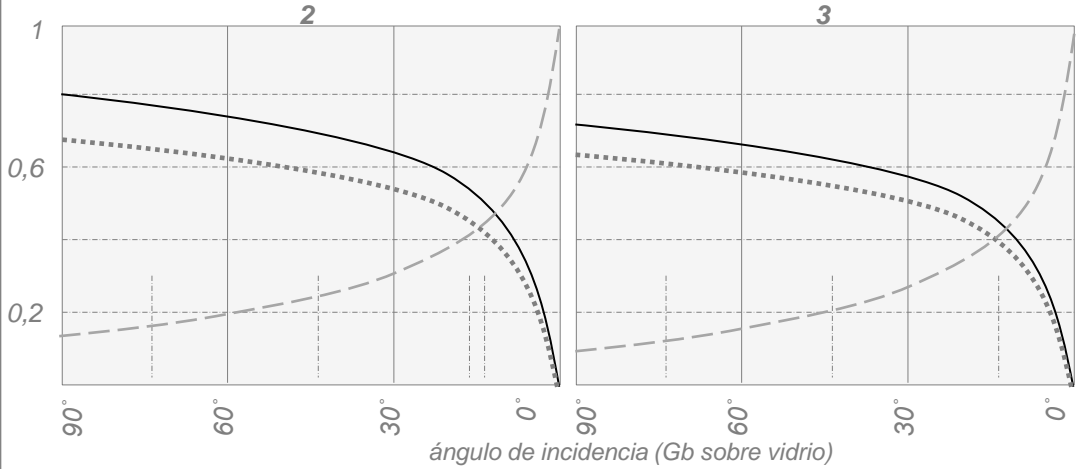
la lectura debe realizarse así (para luego incorporarse al cálculo general de radiación a través de los cristales):

$\theta = SHGC$
 $t =$ radiación incidente transmitida
 $\alpha/x =$ parte de α que es admitida al interior
 $\rho =$ reflejada

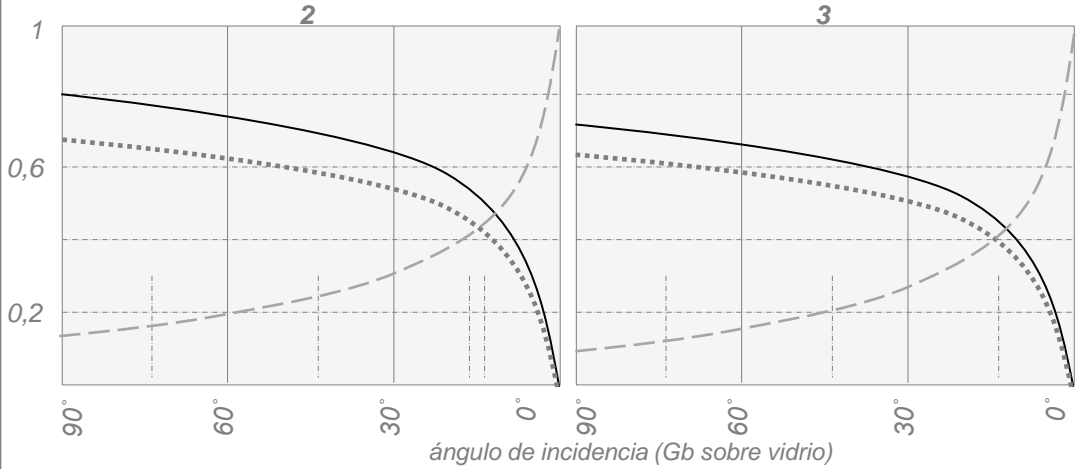
(fig 53-3)



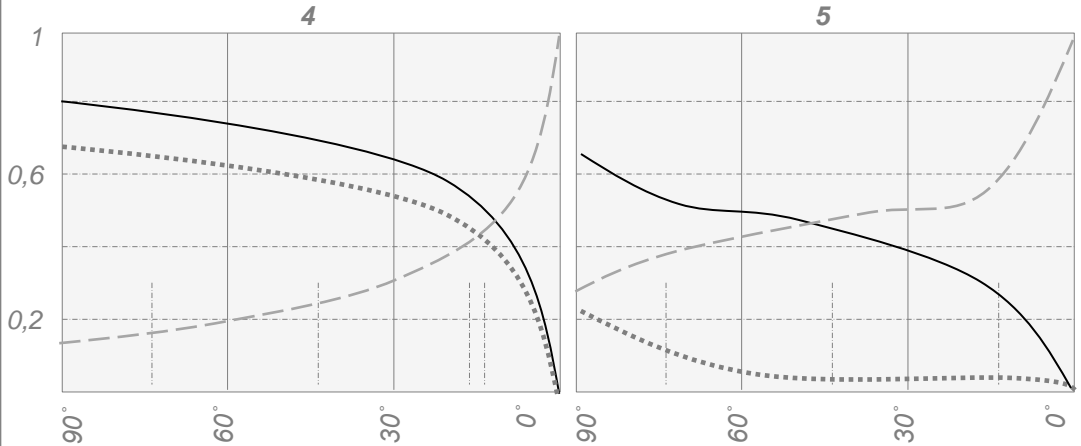
2. una hoja de vidrio, pulido ord. pesado 9-12mm



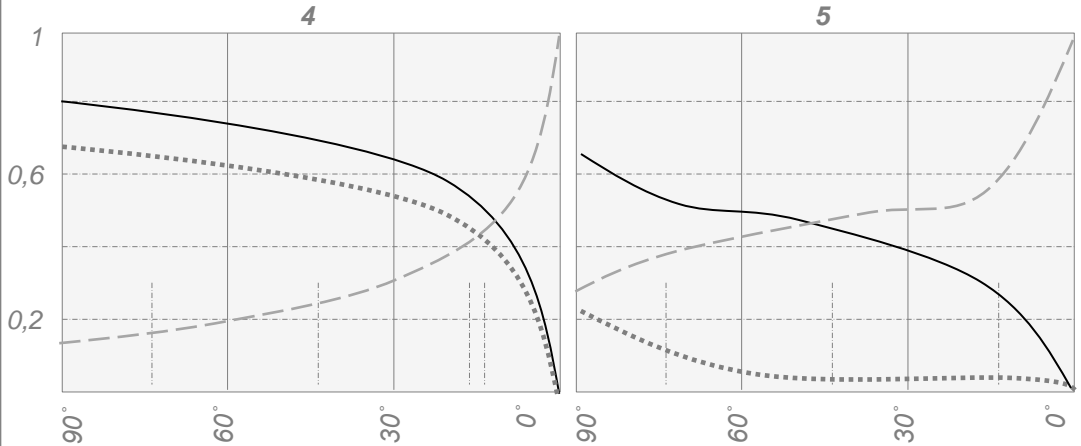
7. cámara dos hojas iguales, pulido ord. liviano



4. una hoja, entintado de superficie, liviano



5. una hoja de cristal, pulido ord. + persiana veneciana in



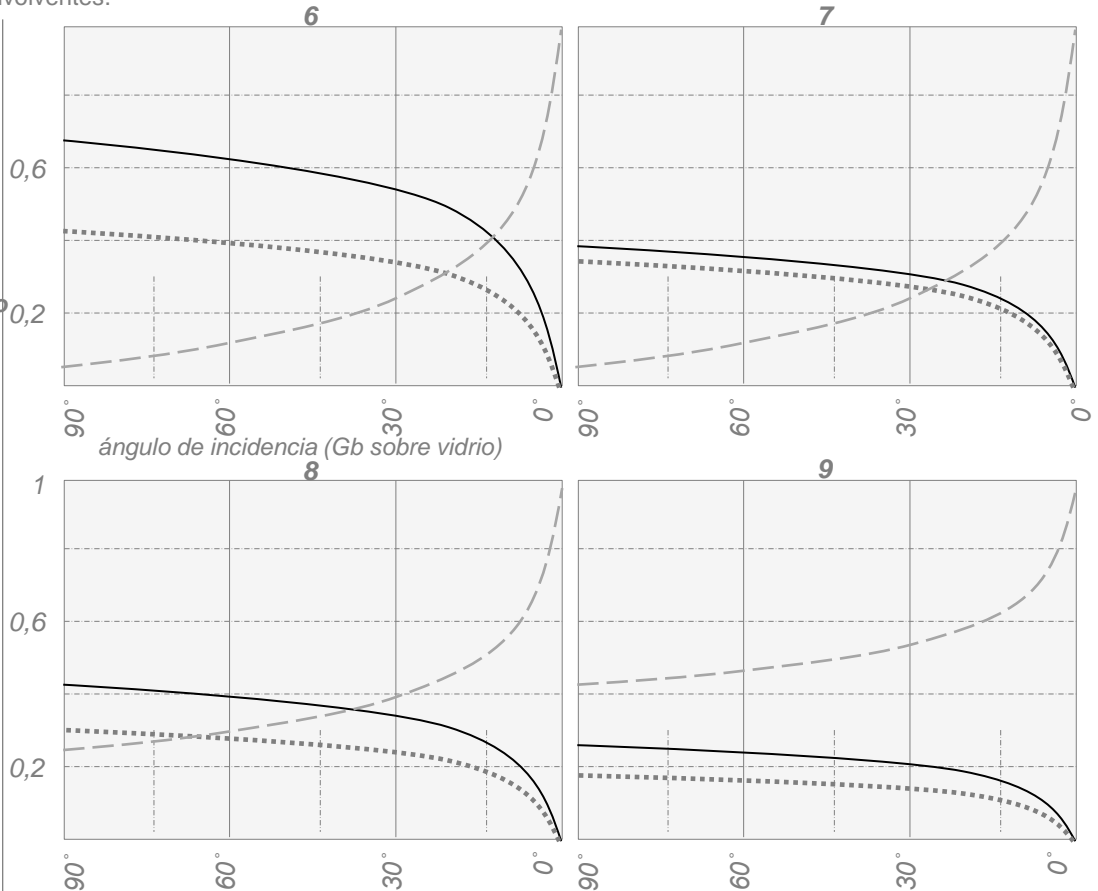
5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.

6. una hoja, **endotérmico** (que es el reflectivo comercial de fig 53-2)

7. dos hojas, **endotérmico afuera +ordinario claro**

8. una hoja, **revestido tipo níquel**

9. una hoja, **fuerte reflexión**



Ej 5d

cálculo de ganancia de calor por radiación a través de los cristales, en dos diferentes escenarios

Sobre los mismos valores G del ejemplo 5c (a), (edificio en La Paz, BCS cálculo de G máximo en pared este), valorar 2 escenarios de eficiencia de θ SHGC, uno con cristal de una hola, liviano y claro (a), y otro con endotérmico afuera más liviano claro (b) (no. 7 de

(a) con el cristal de una hoja, liviano, claro.

$30^\circ =$ ángulo de incidencia de Gb sobre el plano del cristal, obtenido de la proyección estereográfica en un día dentro del rango máximo de $G = 600 \text{ W/m}^2$ para pared orientación este.

una inclinación de 30° sobre el plano-horizonte corresponde a 60° sobre el plano del cristal. Así de la figura 53-3 (1) se obtiene que

$\theta = 0,8$

y al multiplicar G por el SHGC tenemos que:

$600 \text{ W/m}^2 * 0,8 = 480 \text{ W/m}^2$

extracto no. 6 de la fig 53-3

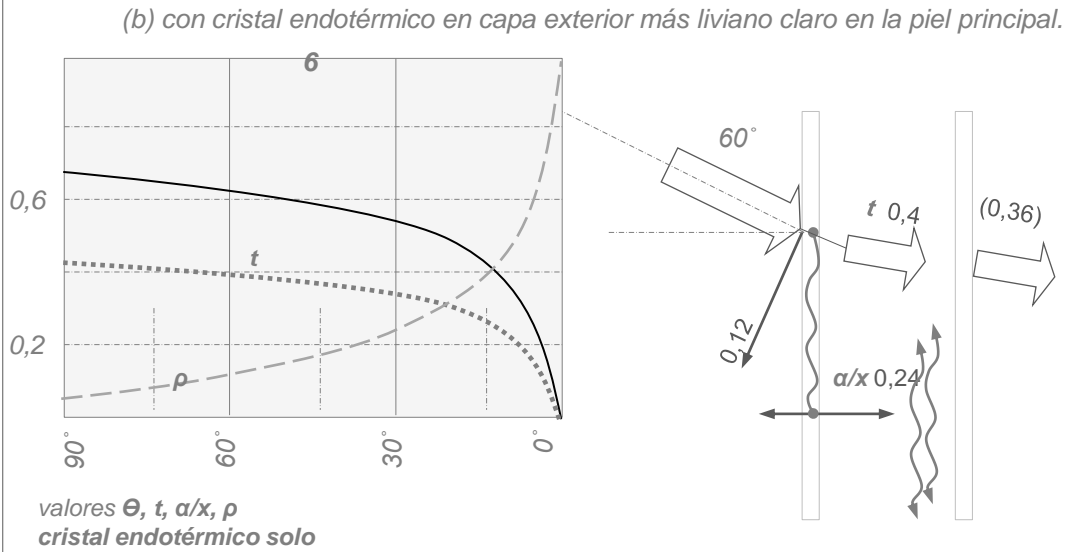


fig 53-4

si se toma como referencia la 53-3 (6) para una incidencia de 60° G_b sobre el cristal, puede verse que buena parte del SHGC viene afectado por el α/x ,

sin embargo, con un sistema de doble cristal como el propuesto -siguiendo la fig 53-4 y la fig 53-3 (7)-, la mayoría del α/x se ve dispersada por convección antes de poder sumarse al SHGC. También el valor t se vuelve un poco menor con el doble cristal, pero la principal reducción viene dada por la eliminación de α/x

así $\Theta = 0,38$

y :

$$600 \text{ W/m}^2 * 0,38 = 228 \text{ W/m}^2$$

$$\text{efic} = \frac{228 \text{ W/m}^2}{480 \text{ W/m}^2}$$

$$= 47\%$$

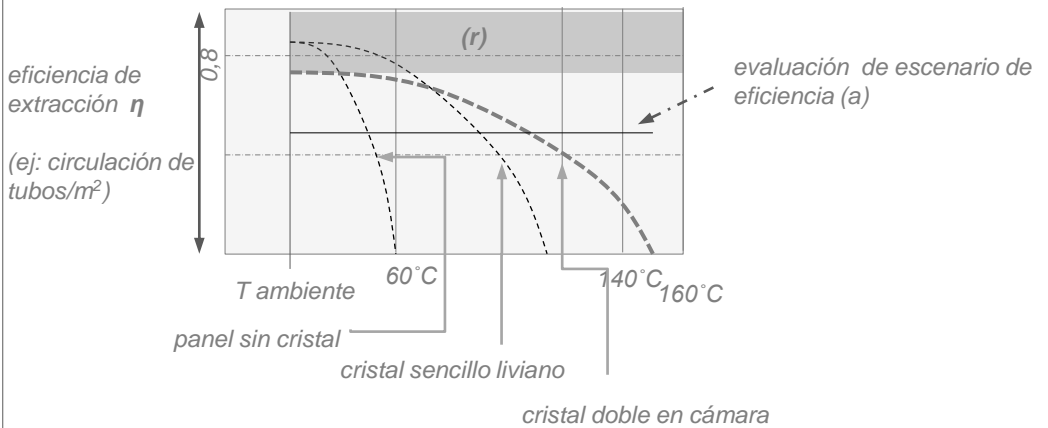
es la ganancia de calor por radiación de (b) en relación a (a)

Meinel (11) muestra el concepto de SHGC al evaluar la absorción de energía solar (y eficiencia) de un panel plano térmico para agua caliente. En el gráfico fig 53-5 puede verse que el SHGC afecta de alguna forma la eficiencia del panel.

Un determinado panel tendrá eficiencia de acuerdo a la composición interna de él (línea a). Las máximas temperaturas internas de cámara las alcanza con un doble cristal en cámara.

1. este tipo de cristal tiene mayores pérdidas por reflexión;
2. pero este cristal tiene mayores ganancias pues la cámara reduce significativamente las pérdidas de calor conductivo y de barrera convectiva.

(fig 53-5)



eficiencia de energía solar en función del tipo de panel interno y de la cubierta de cristal de un calentador solar de agua

3. la sección (r) representa las pérdidas por reflexión del cristal en cámara – relacionadas con SHGC-.

Las temperaturas internas dentro de la cámara análogamente pueden entenderse en la sección final de hojas de método que retratan el comportamiento térmico general de los sistemas en conjunto (el objeto de estudio aquí ha sido la variación de eficiencia vía SHGC).

5

5.4

diseño de sombreado exterior (coeficiente SE de acuerdo a la norma NOM 008 ENER 2001)

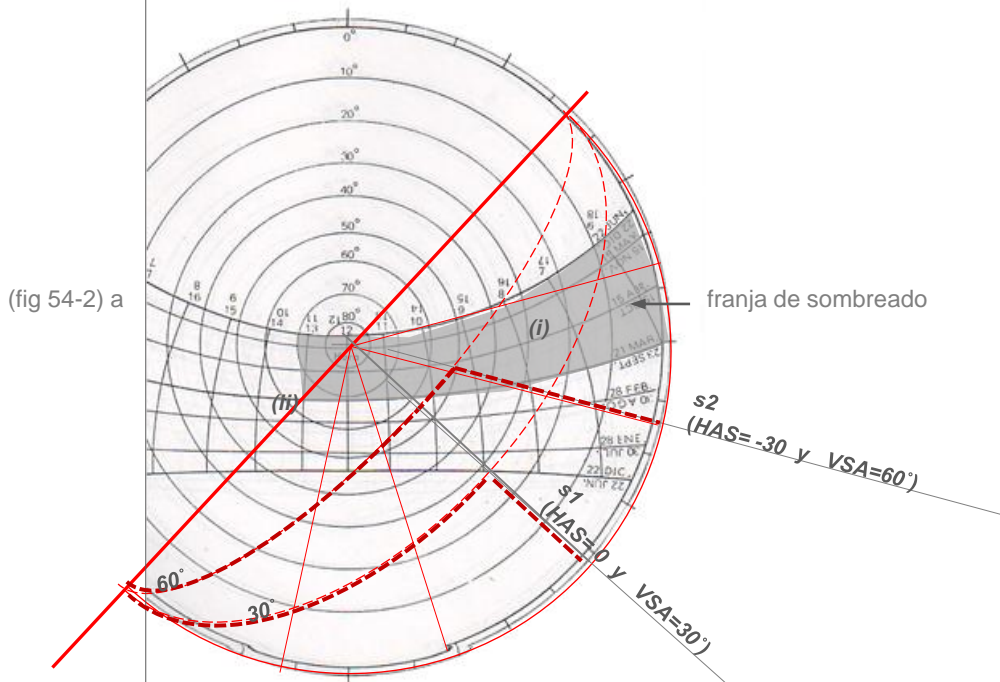
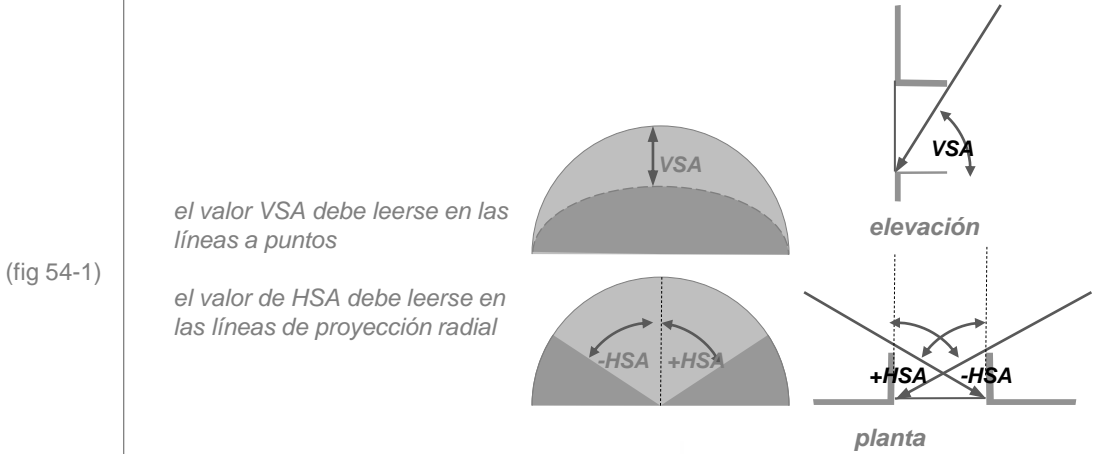


Aparte del coeficiente SHGC, la ganancia por radiación a través de los cristales está determinada por *las áreas reales de cristal que recibe la incidencia de radiación directa G_b* . Es decir, la proporción de todo el cristal de ventana que recibe G_b en determinado momento.

La primera tarea en el control solar es evaluar cuando la ganancia de calor a través de los cristales será un valor deseable o cuando debe ser excluido (en un clima cálido y/o en un período de sobrecalentamiento de una localidad). La literatura sobre diseño térmico y transferencia de calor *concluye que casi siempre la ganancia por radiación a través de los cristales es el mecanismo de más capacidad para ganar calor, sobre todo en el análisis “estable” (12)* . Se recomienda sobre esto una revisión de las *hojas de método* al final del documento para ver esquemas comparativos de cargas; también revisar la sección 5.5.

(12) en el análisis de problemas de “estado transitorio” (también llamados problemas de *flujo periódico* o con *sistemas de retardo*) –y más aún en horarios nocturnos- la ganancia de calor por acumulación en muros pesados se vuelve importante. En el análisis estable, raras excepciones de paredes con valores U muy deficientes superan las ganancias de calor por radiación en cristales.

La máscara de sombreado para trabajar sobre proyección estereográfica es una herramienta compuesta de ángulos de sombreado vertical (VSA, por sus siglas en inglés de vertical shading angle) y de valores de sombreado horizontal (HSA) (fig 54-1).



Ej 5e
cálculo de sombreado exterior para una pared acristalada orientación sur-este

asumiendo una fachada acristalada sur-este, y una necesidad de sombreado sólo para los 6 meses más calientes, considere 2 escenarios de ángulos de sombreado. Latitud 22°N

1. se proyecta (sección "i", en gris oscuro) la franja de sombreado del año a analizar el bloqueo de Gb, aquí se eligieron los 6 meses más calientes

5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.

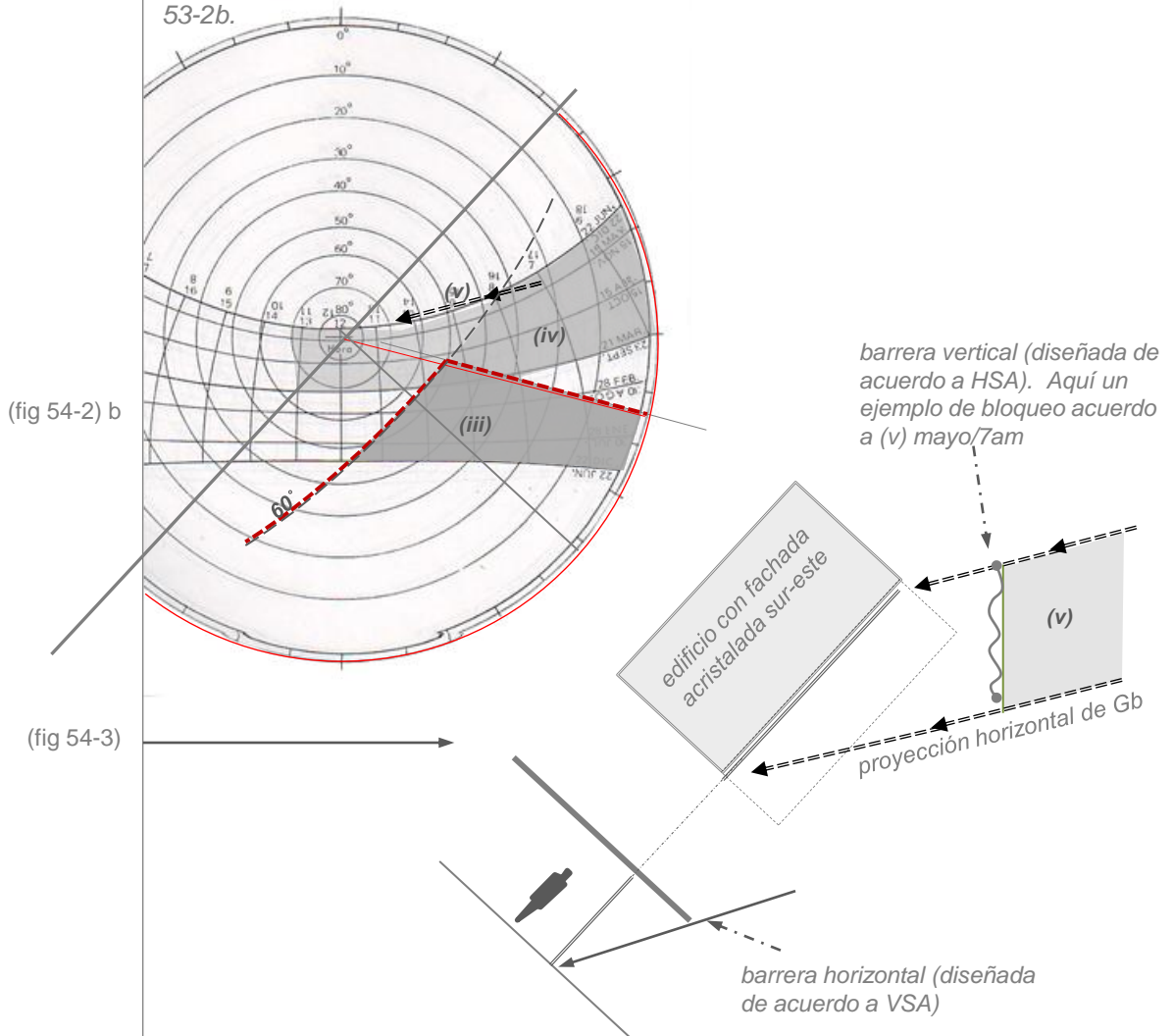
2. dibujar una línea gruesa (ii) a través del centro del diagrama estereográfico. Ésta representa el plano de la pared de la fachada considerada (en este caso sur-este). En todos los momentos que el sol esté detrás de esta línea, la radiación Gb no llegará al plano.

3. escoger la máscara más conveniente:

-en la fig 53-2a se proyectan dos escenarios de sombreado:

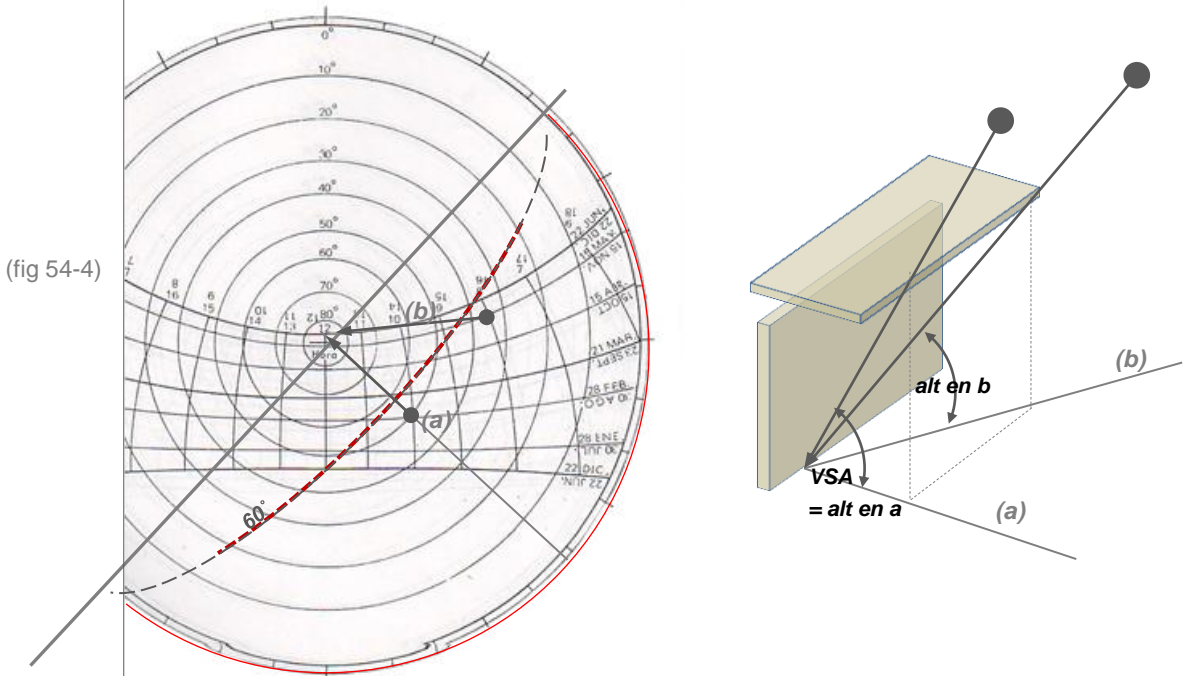
S1 presenta una protección excesiva (se exceden los 6 meses que se determinó la protección como necesaria)

- ' S2 permite soleamiento en todos los días/horas de la sección (iii): mañana del solsticio de invierno hasta las 11:30am; enero y octubre hasta las 10:30am. fig 53-2b.



3. si el sombreado S2 sólo tuviese el componente VSA: toda la sección (iv) desde el amanecer y hasta en promedio anual a las 9am recibiría Gb no deseado -si la tarea fuese repeler la radiación directa-. La incorporación de un sistema de barrera vertical (fig 54-3) soluciona este problema.

4. en la resolución de sombreado horizontal la fig 54-4 muestra que debe obtenerse el ángulo en verdadera magnitud. Aquí dos ejemplos para lat $22^{\circ}N$ (a): 28 feb 10am y (b): 15 mayo 8am. En ambos el VSA es 60°



5.5

cuando es deseable la sombra?

Para fijar la *franja de sombreado* (y diseñar las protecciones o por el contrario superficies acristaladas para generar calor, o bien paredes con capacidad térmica) interviene:

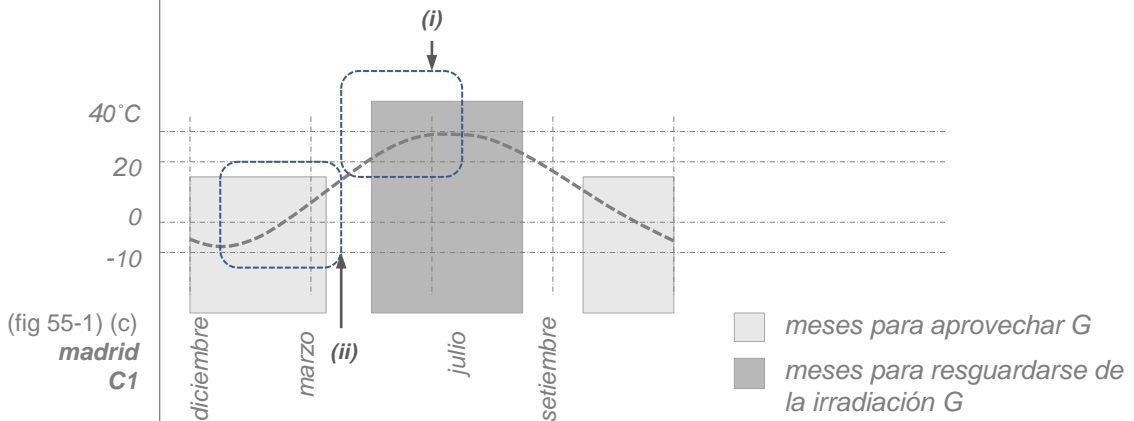
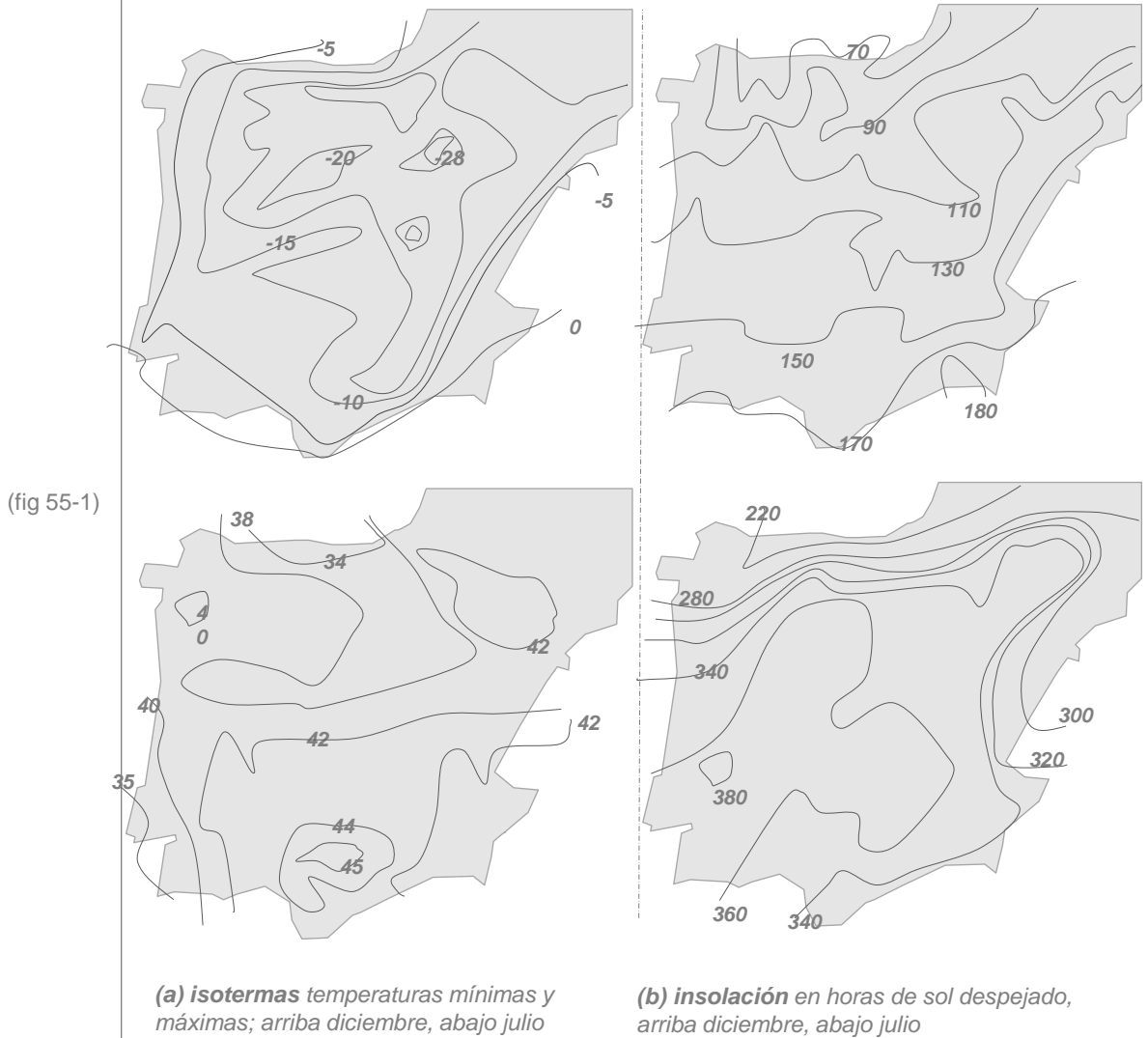
- 1. una valoración del balance general del sistema de ganancias/pérdidas de calor
- 2. las temperaturas horarias/diarias

El primero que integra otras variables, más allá de la radiación, será analizado en las *hojas de método* finales (13). La determinación de la sombra vía temperaturas horarias/diarias viene dado por el régimen climático de la localidad. La *figura 55-1 (a)* muestra las *isotermas* para la península Ibérica en julio y enero, mes más caliente y más frío respectivamente (14). Esta zona se caracteriza de fuertes

(13) por ejemplo, no todas las situaciones de temperaturas bajas necesitarán aprovechamiento máximo de la radiación a través de los cristales; buenos aislamientos y paredes colectoras pueden reducir o sustituir totalmente esta solución.

(14) J J Capel Molina. *El clima de la Península Iberica*. 2000, Ariel Geografía. Barcelona. Las isotermas son curvas en una gráfica que conectan los puntos de igual temperatura en determinado momento de año.

variaciones entre estaciones pero menores variaciones horarias (*clasificación C1*). Puede verse comparando la *fig 55-1(a)* con *55-1 (b)* que las isotermas, aunque no dependen exclusivamente de la irradiación *G* (se le suman otros factores como la altitud, nubosidad, etc) tienen una fuerte relación



-La figura 55-1 (b), junio, es buena muestra de que **las temperaturas dependen pero no completamente de la irradiación G**, (como se calculó G en la sección 5.2 viene siendo algo bastante similar para toda España/Portugal), el norte de la península se comporta con bastante diferencia del sur, y las partes de altura difieren de las costas

-Koenisberger señala apropiado **realizar un diseño aplicable al 90% de las temperaturas**. Señala que en el Reino Unido por ejemplo suele usarse -1°C ó 0°C como temperatura externa (sin ser esta la mínima previsible de). Se estima que el margen que queda sin cubrir puede ser alcanzado en confort con el ropaje de las personas.

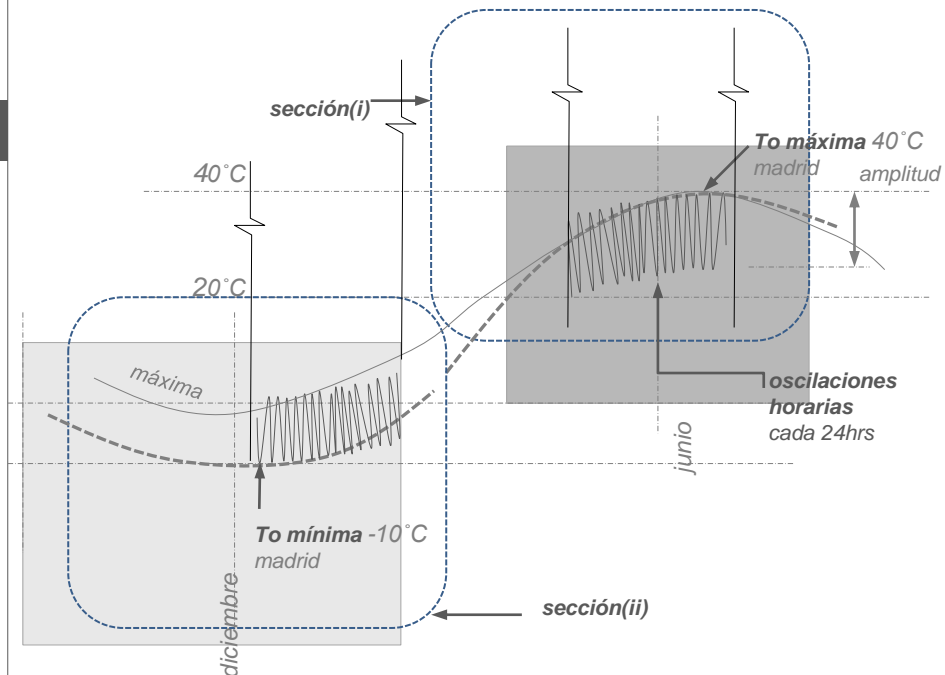
La figura 55-1 (c) muestra que la mecánica de determinar las franjas de sombreado en horas y días al año que se usó en el Ej 5e es aplicable a localidades con éste régimen de clima.

cálculo de sombreado para variaciones horarias

La gráfica fig 55-1 (c) realmente es una generalización conveniente del régimen climático C1. Si se analiza detalladamente las zonas marcada como fig 55-2(i)(ii), pueden apreciarse las *variaciones horarias*.

La generalización es aceptable puesto que la amplitud de las oscilaciones horarias no alcanzan para cambiar la tendencia de época cálida (las temperaturas un poco más bajas de la noche son un alivio, pero marcar la "franja de meses cálidos" como en el ejemplo 5e es suficiente).

(fig 55-2)
C1



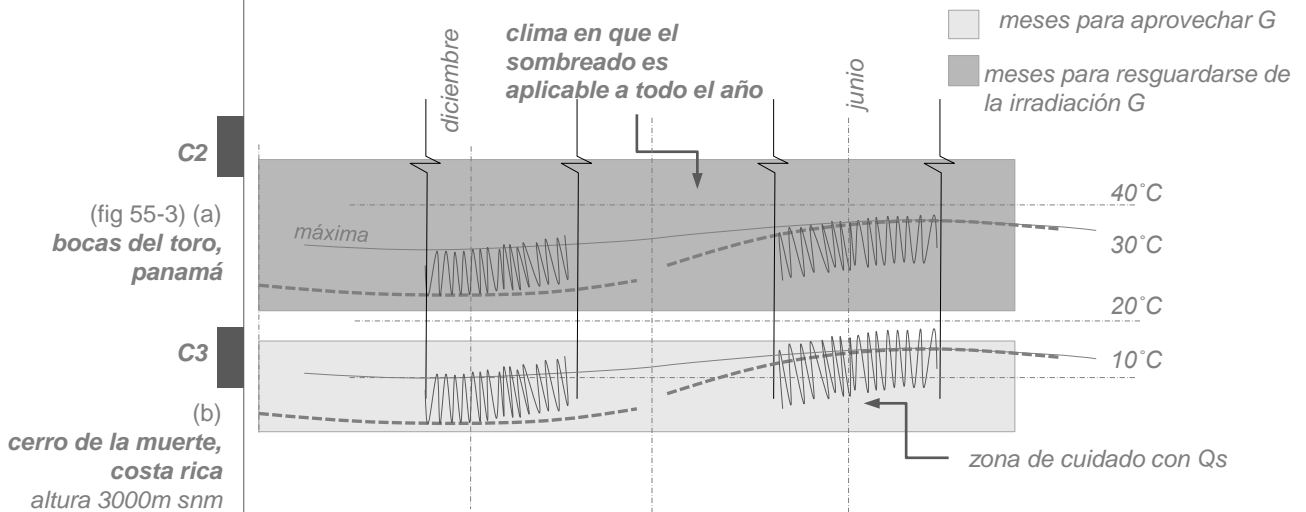
Igualmente en éstos climas la amplitud de las oscilaciones horarias en invierno no alcanzan para cambiar la tendencia de época fría (aunque la necesidad de calefacción disminuya un poco cerca de las 12md).

5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.

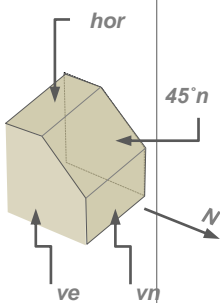
Entre los trópicos es común un régimen de clima diferente del continental anterior: cálido-húmedo y cálido-seco.

C2. En el cálido-húmedo (ej fig 55-3 (a)) hay una **moderada o pequeña amplitud de oscilaciones horarias**, y su **principal característica es la poca variación estacional** (las temperaturas un poco más bajas de la noche son un alivio, pero marcar la “franja de meses cálidos” como en el ejemplo 5e es suficiente). En estos casos **todo el año se convierte en franja para resguardarse de G** – especialmente en los picos altos de la oscilación horaria: cerca del medio día, y en las mañanas-

C3. Los climas de regiones de gran altura dentro de los trópicos también regularmente presentan poca amplitud térmica horaria, pero temperaturas considerablemente más bajas. En ese caso (fig 55-3 (b)) aprovechar la irradiación solar será de manera similar a la mecánica de los meses fríos de la fig 55-2.

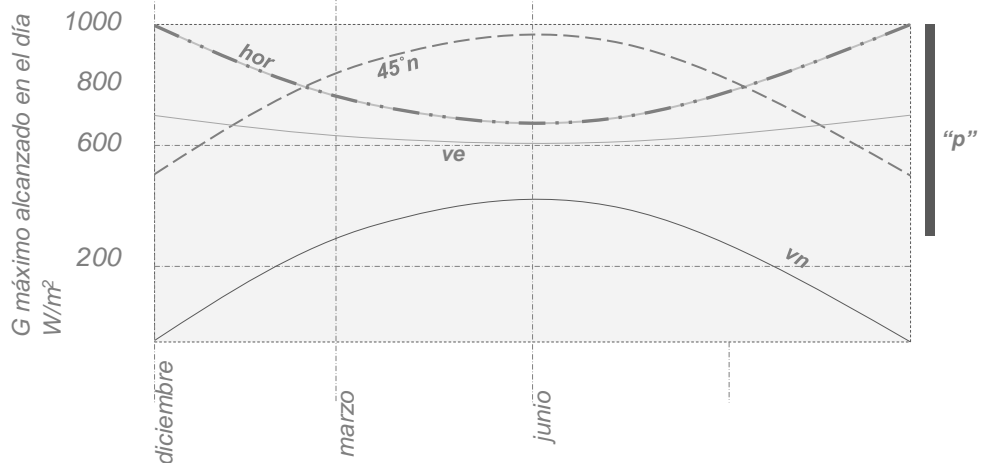


(fig 55-4)



ejemplo en lat 20° sur
 belo horizonte, Br

ve (vertical este)
 vn (vertical norte)
 45°n (45° al norte)
 hor (horizontal)



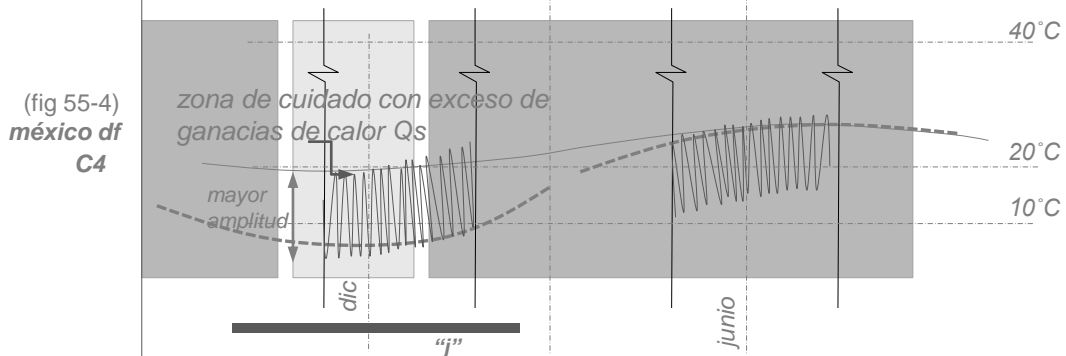
En casos como el de la fig 55-3 (a) la temperatura ambiente T_o define protección todo el año de la irradiación G. Es interesante plotear de la manera en que se hizo en la sección 5.2 los máximos de valor G por mes. La fig 55-4 muestra mediante

ese método el valor máximo de G alcanzado durante el día sobre diferentes planos, para una latitud 20° sur.

En la protección de la irradiación en zonas tropicales los planos horizontales y los normales a la radiación solar G_b adquieren la mayor importancia, junto con los planos verticales oriente/poniente (sección "p").

C4. Localidades como México DF, La Paz (Bol), Bogotá (Col) constituyen **climas entre trópicos característicos de las tierras altas**, pero menos húmedas y con más horas de sol que C3. Son clasificaciones C_{wb} de acuerdo a la nomenclatura de Koppen.

En estas localidades tampoco hay una gran variación estacional como en C1. Son más secos y la amplitud térmica diaria es mayor. Por ejemplo, en México DF las oscilaciones en la zona central, en diciembre, pueden alcanzar 17°C entre la noche y el medio día. Ésta característica hace que en los meses fríos pueda ser conveniente el aprovechamiento de la irradiación global G pero de una manera retardada (los elementos de invernadero con frecuencia exceden las necesidades de calefacción en el período diurno, aún en época fría).



"j" es una época en la que debe afinarse mucho la composición de todas las ganancias de calor; pueden ser excesivas aún con temperaturas mínimas cerca de 10°C; sobre todo en horario diurnas

- meses para aprovechar G
- meses para resguardarse de la irradiación G

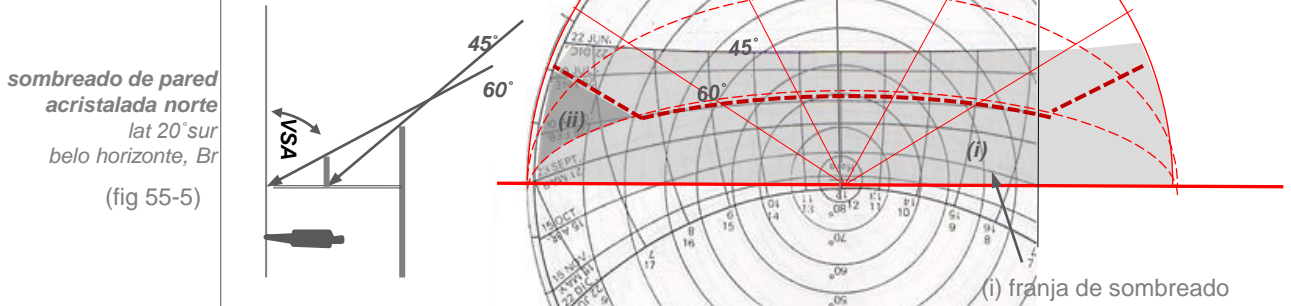


Fig 55-5 ej de sombreado para una pared acristalada norte en C2 ó C4; aquí:

la franja de sombreado (i) en ocasiones puede obligar a ángulos muy inclinados de sombra (ej 22jun, lat 20° S). Ahí un segundo elemento de sombra horizontal funcionará en la tarea de controlar G.

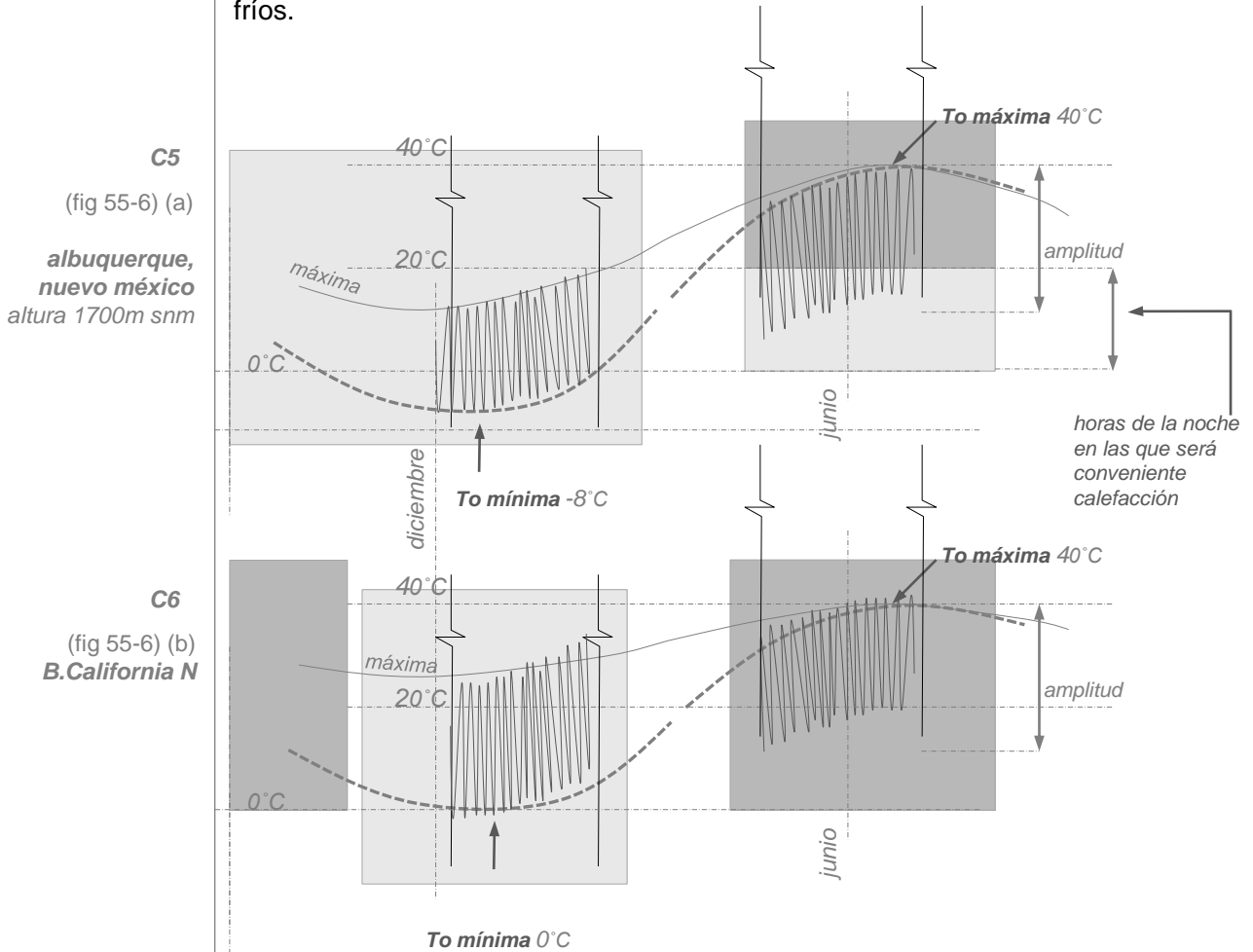
5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.

- las incidencias en (ii) **serán más fácil de sombrearlas con un elemento vertical.** Nótese que de lo contrario se necesitaría un elemento con VSA 30°.

- por detrás de la línea gruesa del plano de pared/cristal analizado no hay incidencia.

C5 y C6. Localidades como el norte de México, y algunas zonas áridas de Suramérica por ejemplo constituyen **climas secos ó áridos con grandes oscilaciones horarias.**

Son climas secos y la **amplitud térmica diaria grande.** Fig 55-6. Sus máximos de temperatura y necesidades de diseño de sombreado dependen mucho de la altitud. Uno de sus meses al menos alcanza temperaturas bajo 0°C en la noche. El C5 no difiere mucho del C1 realmente, excepto porque la amplitud térmica horaria en mayor y puede aún en verano en el momento frío del día caer por debajo de la temperatura de confort. En C6, localidades como B. California N, se presenta el mismo tipo de clima seco, de gran amplitud térmica, pero con inviernos menos fríos.



(13) Se considera normalmente, para efectos de cálculo térmico, que una amplitud horaria es:
 $0^{\circ}\text{C} > 5^{\circ}\text{C}$ **despreciable en el cálculo**, el análisis de "estado estable" será completamente apropiado
 $5^{\circ}\text{C} > 12^{\circ}\text{C}$ **moderada**

$12^{\circ}\text{C} > 20^{\circ}\text{C}$ **muy alta**, por ej en climas cálidos se dan posibilidades de que no sólo sean necesario protección ante la irradiación sino también calefacción nocturna

5

5.6

Concepto «qs»: simplificación de cálculo de ganancias de calor por radiación a través de los ventanales o cubiertas no opacas (criterio Θ ps en las Normas Mexicanas de 2001 y 2011)

Las ganancias de calor por radiación en los elementos transparentes representan con frecuencia el mayor problema de diseño en climas calientes (salvo raras excepciones de materiales de pared opacos de muy mal valor U como envolventes de acero de bodegas, etc).

En climas fríos, a su vez, después de controlar las pérdidas de calor por conducción aire/aire, las ganancias de calor por radiación en sistemas de invernadero con envoltente transparente son una herramienta muy apropiada para el diseñador.

Su cálculo viene dado por la ecuación (15):

(Ec. 5.6 a)

$$qs_{1,2,3\dots} = A \cdot G \cdot \Theta$$

donde

1, 2, 3.. : planos transparentes de una específica orientación y composición (deben ser analizados independientemente cada plano)

G: radiación solar en W/m^2 (determinada como en la sección 5.2 o bien mediante tablas como las de las normas mexicanas térmicas explicado en ésta sección 5.6)

Θ : factor de ganancia solar . Es una relación de dos partes: el ángulo de incidencia sobre el plano que se explica en ésta sección y éste mismo en combinación con la composición del fabricante determinada como en la sección 5.3

A: área de plano de traslúcido que está expuesta a la radiación

La radiación incidente sobre planos traslúcidos en espacios cerrados y semi-cerrados es considerada diferente (15) sobre planos transparentes que sobre planos opacos (éstos últimos en capítulo 4). Esto es conveniente por la capacidad de generar calor en cantidades importantes y lapsos cortos que tienen los elementos traslúcidos al permitir el paso de la radiación pero no dejar escapar el aire caliente por los vidrios.

5

5.6

Concepto «qs»: simplificación de cálculo de ganancias de calor por radiación a través de los ventanales o cubiertas no opacas (criterio \emptyset ps en las Normas Mexicanas de 2001 y 2011)

Las ganancias de calor por radiación en los elementos transparentes representan con frecuencia el mayor problema de diseño en climas calientes (salvo raras excepciones de materiales de pared opacos de muy mal valor U como envolventes de acero de bodegas, etc).

En climas fríos, a su vez, después de controlar las pérdidas de calor por conducción aire/aire, las ganancias de calor por radiación en sistemas de invernadero con envoltente transparente son una herramienta muy apropiada para el diseñador.

Su cálculo viene dado por la ecuación (15):

(Ec. 5.6 a)

$$qs_{1,2,3\dots} = A \cdot G \cdot \Theta$$

donde

1, 2, 3.. : planos transparentes de una específica orientación y composición (deben ser analizados independientemente cada plano)

G: radiación solar en W/m^2 (determinada como en la sección 5.2 o bien mediante tablas como las de las normas mexicanas térmicas explicado en ésta sección 5.6)

Θ : factor de ganancia solar . Es una relación de dos partes: el ángulo de incidencia sobre el plano que se explica en ésta sección y éste mismo en combinación con la composición del fabricante determinada como en la sección 5.3

A: área de plano de traslúcido que está expuesta a la radiación



La radiación incidente sobre planos traslúcidos en espacios cerrados y semi-cerrados es entonces considerada diferente (15) sobre planos transparentes que sobre planos opacos (éstos últimos en capítulo 4). Esto es conveniente por la capacidad de generar calor en cantidades importantes y lapsos cortos que tienen los elementos traslúcidos al permitir el paso de la radiación pero no dejar escapar el aire caliente por los vidrios. El valor G de radiación (16) es en ambos casos necesario de conocer.

(15) Steven V Szokolay. **Introduction to architectural science: the basis of sustainable design**. 2004 Architectural Press, Longman Group. London. (*Cap Heat: the thermal environment*)

(16) Radiación es cada una de las distintas longitudes de onda(o frecuencias) del espectro electromagnético. Irradiación significa proporcionar radiación a un cuerpo, con una fuente de radiación. De modo que ambos términos se usan en el cálculo de envolventes donde la radiación principal es del sol.

5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.

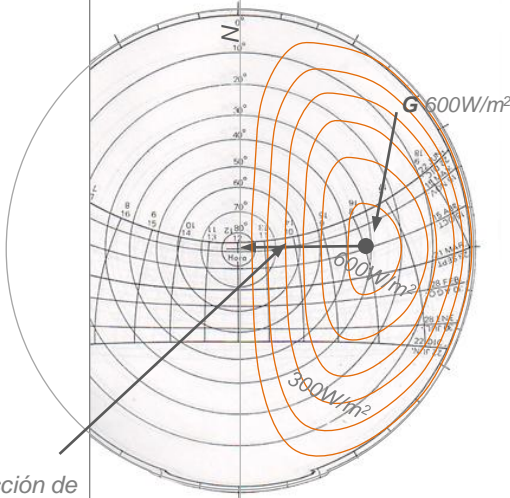
flujo por radiación al interior de una pared liviana

Ej 5e

valoración de un plano de ventana de diferentes ángulos expuesto a la radiación directa

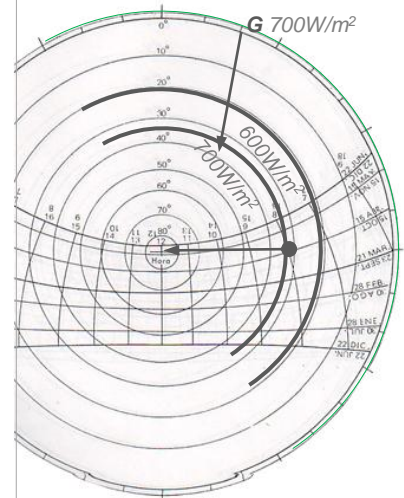
El comportamiento del valor Θ depende no sólo de la especificación del fabricante sino del ángulo de incidencia de la radiación sobre el plano.

Un muro cortina de vidrio-aluminio de 30m^2 de vidrio pulido ordinario 9mm recibe el sol este en una latitud 20°N a las 8:00am de un día de abril. Se desea evaluar (fig 56-1) el comportamiento de ganancia de calor con el diseño de dos ángulos diferentes.



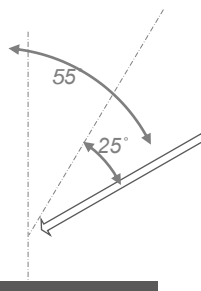
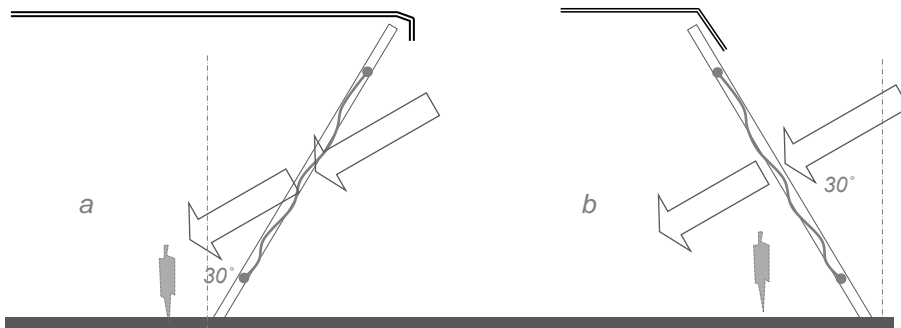
Corrección de lectura ej «a»
 $G 300\text{W/m}^2$

(a) Al evaluar la fachada tipo «a» se usa la plantilla de radiación **caso superficies verticales** con un ajuste de ángulo



(a) Para la fachada tipo «b» se usa la plantilla de radiación **caso superficies normales a la radiación**

(fig 56-1)



Corrección de lectura: 25° ángulo de incidencia en plano de fachada...

65° de altura solar «h»

lectura en plantilla de radiación 300W/m^2

5 - Procesos físicos en la radiación a través de los cristales y otros fenómenos radiantes en los envolventes.

usando Ec. 5.6 a

$$qs_1 = A \cdot G \cdot \Theta$$

Caso «a» donde $G: 300W/m^2$

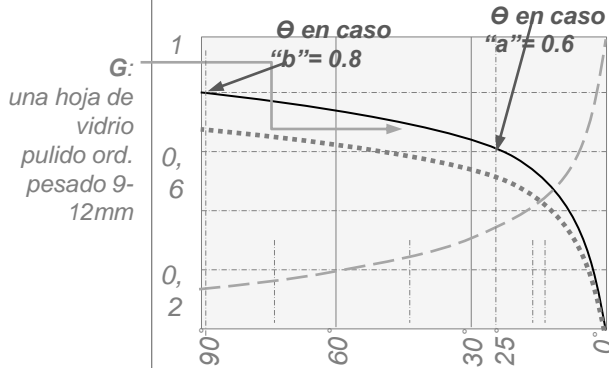
$$qs_1 = 300 W/m^2 \cdot K \cdot 30 m^2 \cdot 0.6$$

$$qs_1 = 5.4 kW$$

Caso «b» donde $G: 700W/m^2$

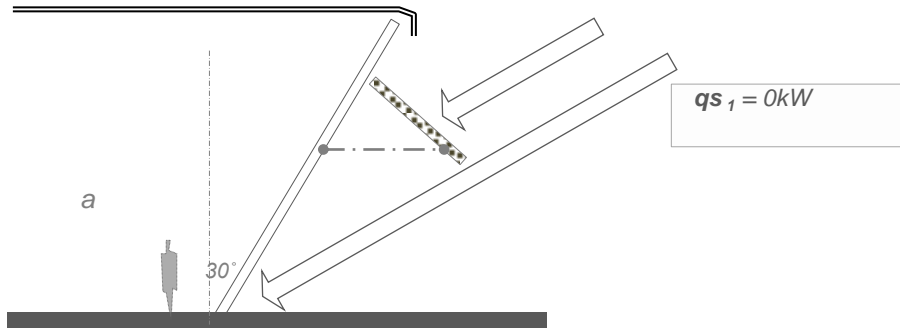
$$qs_1 = 700 W/m^2 \cdot K \cdot 30 m^2 \cdot 0.8$$

$$qs_1 = 16.8 kW$$



Diseñar con el caso «a» resulta en sólo un 30% de la carga del resultado del caso «b». Si además se diseña con una marquesina (fig 56-2) entonces el área A podría bajar a cero y el qs_1 convertirse en cero también.

(fig 56-2)



La radiación «G» de las Normas Térmicas Mexicanas no establece un método de plantillas de radiación como el de este trabajo, sino que desarrolla el cálculo mediante tablas para toda la República (como en la fig 52-6a de la sección 5.2 y se determina el cálculo con la ecuación de la Norma residencial de 2011 como:

(Ec. 5.6 b)

$$\varnothing ps_i = \left(\sum_{i=1(2,3\dots)} A_i \cdot CS_i \cdot FG_i \cdot SE_i \right)$$

donde

- $i=1,2,3..$ son diferentes porciones del envoltivo traslúcido con orientación i
- A_i área del total de la parte ventana o traslúcido del envoltivo con orientación i en m^2
- CS_i coeficiente de corrección por especificación del fabricante
- FG_i factor de ganancia solar por tabla en W/m^2 que es igual al valor que se ha llamado G aquí
- SE_i coeficiente de sombreado exterior del vidrio (relación de porcentaje de área sombreada vs área expuesta)

6. guía de aplicación simplificada de diseño de edificios con radiación y conducción, conclusiones

contenido de capítulo



6.1 *guía de aplicación simplificada de transferencia de calor por radiación y conducción en el diseño de edificios. Relación con el procedimiento de la norma NOM-008-ENER-2001 y NOM-003-ENER-2011*

6.2 *balance de cargas en función de la posibilidad de ventilar al cuerpo: diagramas de Olesen, y de Yaglou/Houghton y conclusiones de criterio de ecoeficiencia térmica*

6

6.1

guía de aplicación simplificada de transferencia de calor por radiación y conducción en el diseño de edificios. Relación con el procedimiento de la norma NOM-003-ENER-2011

Las secciones de la 2 a la 5 representan una forma de abordar los problemas de conducción y radiación en el diseño de edificios según su naturaleza.



Una vez que cada una de estos componentes se diseña y calcula, *procede totalizar las cargas y evaluar (despejar de una ecuación) el componente mecánico de refrigeración o calefacción que podrá utilizar un espacio a una hora específica del análisis.* También procede revisar las posibilidades de ventilación al cuerpo (que aunque escapan a los límites de este trabajo, se esbozan de manera sencilla debido a su gran eficiencia en algunos climas tropicales).

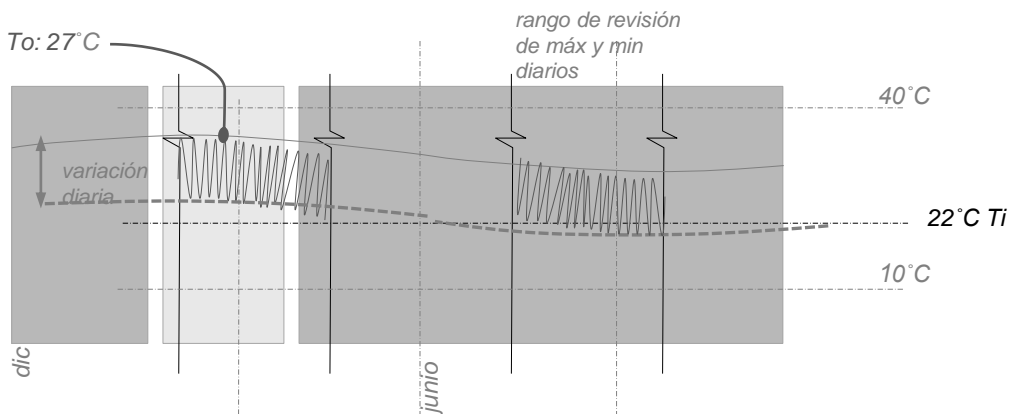
Se presenta como guía un ejemplo de la forma de despejar la ecuación luego de totalizar las cargas de conducción y radiación.

Ej 6a guía de diseño térmico en conducción y radiación

Se toma un proyecto de zona de hotel desarrollado para concurso en el Instituto Incae en Costa Rica, en la zona de clima cálido de Alajuela. El diseño arquitectónico motiva un trazo orgánico convexo, y debido al tamaño del proyecto las suites empiezan a tener diferentes orientaciones y demandan un adecuado diseño inicial térmico en ítems de radiación y conducción.

GUIA DE
DISEÑO

(fig 61-1)
clima tipo C1
(ver sección
5.5)



gráfica T_o (TBS) para diseño y T_i ; temperatura TBS de diseño interior de espacio proyecto, Instituto Incae Alajuela, Costa Rica

6.1a gráfica T_o y T_i

levantamiento de temperatura de bulbo seco TBS (fig 61-1). Este gráfico comprende dos valores importante para el diseño térmico inicial de edificios:

- La oscilación o amplitud de temperaturas TBS máximas y mínimas de un día
- Revisión de variaciones estacionales para evaluar si debe haber un diseño estacional claramente diferenciado

En el caso del proyecto Incae, la zona climática de clasificación C2 (clasificaciones en la sección 5.5) implica seguridad que un mismo diseño de reducción de cargas de calor va a funcionar como estrategia todo el año. Los valores de este gráfico se ingresan a los cálculos de abajo.

6.1b evaluación q_{c1} transferencia de calor aire/aire por envoltentes tanto opacos como ventanas

al elegir un módulo constructivo a analizar *en solsticio de verano 21jun* (fig 61-2) primero se puede totalizan para el valor q_{c1} (transferencia de calor aire/aire) los planos de envoltente de la misma composición, en m^2 . De acuerdo a la norma HE1 de CTE (1) española se pueden despreciar las colindancias de espacios internas dentro de los edificios (entrepisos y/o paredes que no sean de envoltente exterior). Se contempla un módulo de piso intermedio en este ejemplo. Si se trabaja con el último nivel debe sumarse en éste cálculo el aporte del envoltente de cubierta.

(fig 61-2)



(1) CTE código técnico de la Edificación. Documento HE1-2009. 2009, Norma para la limitación de demanda energética de las nuevas edificaciones.

(usando Ec. 3.5 b)

$$q_{c1} = \sum_{c, v, \dots} \left[-U \cdot A \cdot (T_i - T_o) \right]$$

(1) → 32m² pared de bloques de concreto con aparejo de 3,2 W/m K de acuerdo a la tabla D1

$$q_{x_c} = -3,2 \text{ W/m K} \cdot 32\text{m}^2 \cdot \left[-5^\circ\text{K} \right]$$

$$q_{x_c} = 0.5 \text{ kW}$$

En el caso del proyecto del ejemplo, T_o se sustituye por T_o' al trabajarse con una medición de psicrómetro a la hora (10am por ej) de límite superior y elegir un sitio de emplazamiento para el edificio que tenga mas bajas temperaturas promedio dentro de las posibles.

(2) →

11m² pared de vidrio 4.8 W/m K de acuerdo a la tabla

$$q_{x_v} = -4.8 \text{ W/m K} \cdot 11\text{m}^2 \cdot \left[-5^\circ\text{K} \right]$$

$$q_{x_v} = 0.25 \text{ kW}$$

TOTAL
 q_{c1}

$$q_{c1} = \sum_{c, v, \dots} \left[-U \cdot A \cdot (T_i - T_o) \right]$$

$$q_{c1} = 0.75 \text{ kW}$$

Carga positiva (ganancia de calor)

Como se verá en la sumatoria final, un valor $T_i - T_o$ de 5°K es bajo y eso hace que las propiedades del valor U para conducción aire/aire no sean tan importantes.



6.1c evaluación q_{c2} radiación directa en planos opacos

en condiciones tropicales para envolventes, y en algunas otras localidades las radiaciones tanto en plano horizontal (medidas para cubierta) como las verticales (de fachadas) pueden ser altas. El análisis de Q_{c2} (tasa por radiación directa en planos opacos) es aquí mucha trascendencia. El estudio de caso en ésta guía tiene esa implicación:

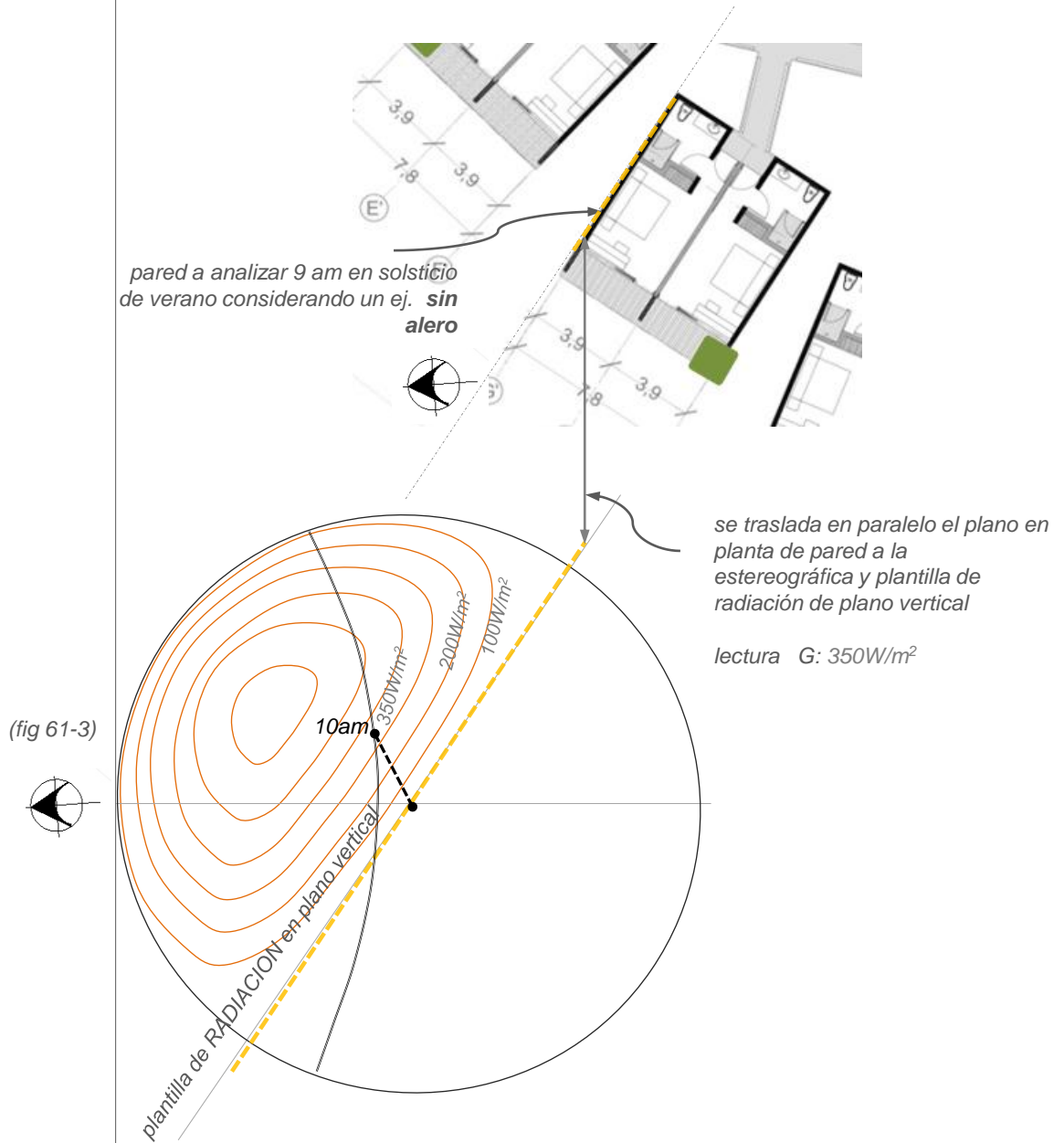
(usando Ec. 4.1 c)

$$q_{c2} = A \cdot U \cdot (T_{s-a} - T_i)$$

(y usando también Ec. 4.1 b)

$$T_{s-a} = T_o + (G \cdot \alpha - E) / h_o$$

- i. la determinación de G en un plano como el de bloques de concreto, se puede calcular (valores de plantilla-matriz y para cielo abierto) como en la sección 5.2: sacando la radiación con plantilla así:



- ii. una vez teniendo el valor G se debe tener el valor de absorptancia α y el valor de conductancia superficial h_o para incorporarse en el concepto de temperatura sol-aire (sección 4.1). Y luego sacar el valor q_{c2} :

cálculo T_{s-a}

$$T_{s-a} = T_o + (G \cdot \alpha - E) / h_o$$

y usando la tabla D4 para la absorptancia $\alpha=0.7$ (2)
y la fig 33-1 para $h_o=22 \text{ W/m}^2$

$$T_{s-a} = 300^\circ\text{K} + (350\text{W/m}^2 \cdot 0.8 - 0) / 22\text{W/m}^2$$

$$T_{s-a} = 313^\circ\text{K}$$

:

(y usando Ec. 4.1 c)

cálculo q_{c2}

$$q_{c2} = A \cdot U \cdot (T_{s-a} - T_i)$$

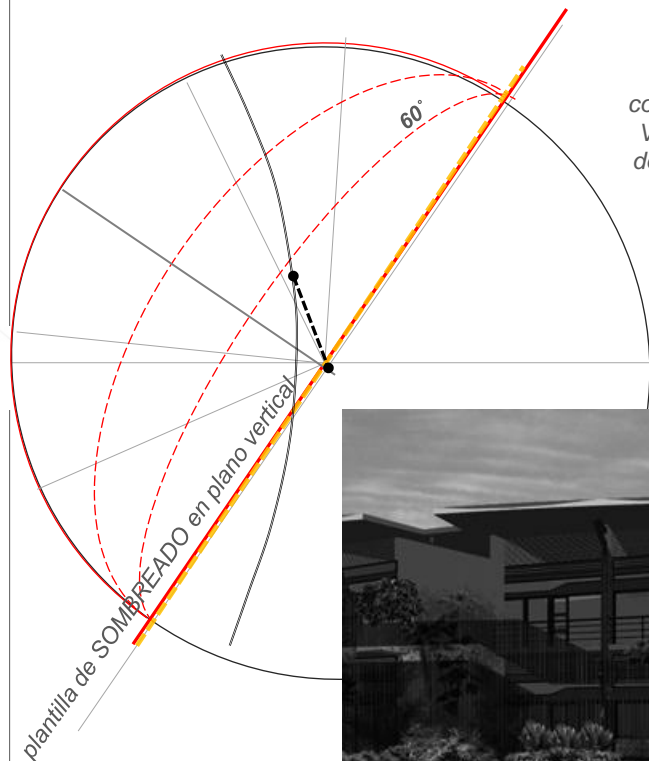
$$q_{c2} = 24\text{m}^2 \cdot 3,2 \text{ W/m K} \cdot (313^\circ\text{K} - 295^\circ\text{K})$$

$$q_{c2} = 1.25\text{kW}$$

Carga positiva (ganancia de calor)

iii. si se puede establecer un dispositivo de sombreado (fig 61-4) como aleros como se hace en la sección 5.4, entonces esta pared evaluada puede tener q_c en cero pues el área A en la ecuación anterior (Ec. 4.1 c) es cero

(fig 61-4)



entonces:

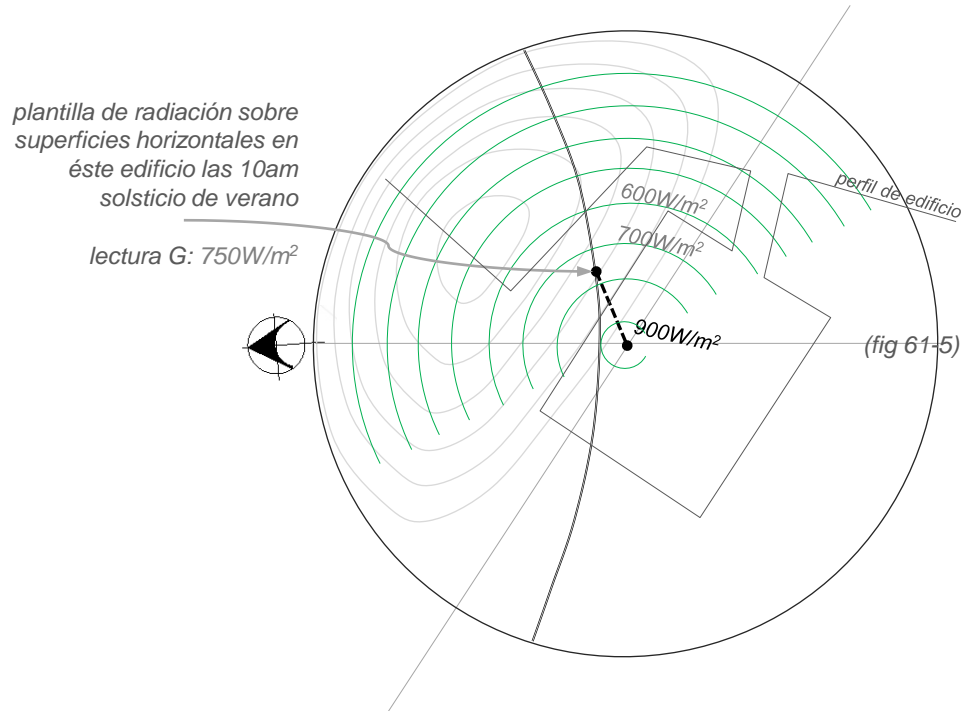
$$q_{c2} = 0\text{kW}$$



(2) una absorptancia menor, como una pared blanco o reflectiva en aluminio, provee de un valor suficientemente bajo como para que la carga de calor por q_{c2} sea muy baja también sin necesidad de sombreado.

El módulo suite de este de éste ejemplo no contempla envolvente de cubierta al no ser último piso. De ser así debe considerarse además de éste plano para Q_{c1} también para radiación directa sobre plano opaco Q_{c2} con la plantilla de radiación de superficies horizontales es la que se usa como en la fig. 61-5.

(fig 61-5)



evaluación de Q_{c2} y Q_{c1} en el formato de las normas mexicanas NOM-008-ENER-2001 y NOM-003-ENER-2011

Estas normas simplifican el cálculo de Q_{c2} y Q_{c1} integrándolos por medio de tablas de valores. Así:

- el proyectista no ocupa cartas estereográficas ni plantillas
- se maneja el concepto de «temperatura equivalente promedio T_{ei} » y en ella las paredes que su principal impacto en ganancias de calor es por radiación directa se intensifican (de tal manera que no hay que sacar Q_{c2})
- se manejan valores mayores de temperaturas para muros ligeros de tal forma que se pueden dimensionar ganancias adicionales en ellos

Viene dada la suma de las conducciones por:

$$Q_{c1} = \sum_{j=1(2,3...)} \left[K_j \cdot A_{ij} \cdot (T_{ei} - T) \right]$$

donde

$j=1,2,3...$ son diferentes porciones del envolvente con orientación i
 T_{ei} es temperatura exterior de superficie considerada equivalente promedio en orientación i
 T es temperatura interior del edificio, considerada en 297 °K en la Norma, y en éste trabajo considerada normalmente como 295 °K
 K_j es el coeficiente global de transferencia de calor (denominado U en éste documento)



6.1d evaluación q_s : radiación directa en planos transparentes

Tomando las mismas radiaciones sobre planos del cálculo de Q_{c2} el método de Szokolay para ganancias de calor por la ventanería viene dado por la Ec. 5.6 a

(usando Ec. 5.6 a)

$$q_s = A \cdot G \cdot \Theta$$

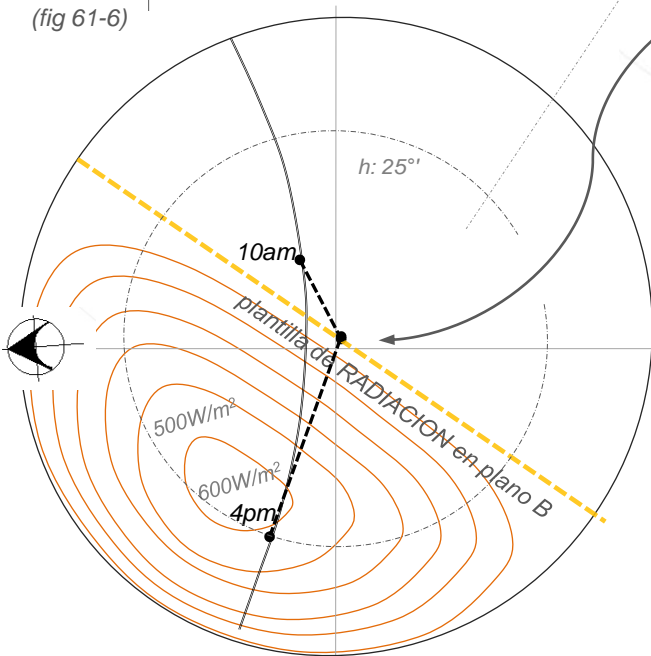
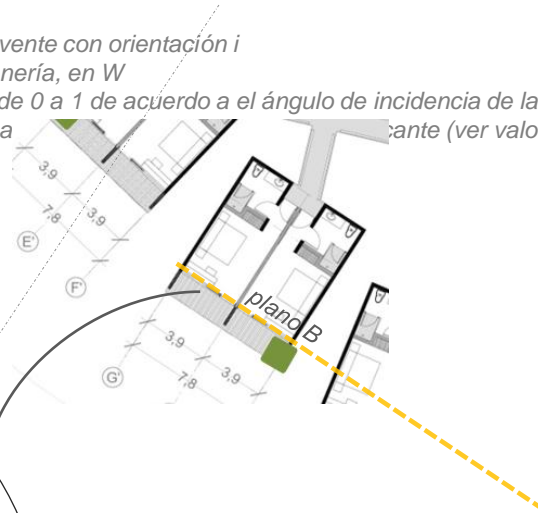
donde

$j=1,2,3..$ son diferentes porciones del envoltente con orientación i

G es la radiación sobre el plano de ventanería, en W

$\Theta = SHGC$ es el factor de ganancia solar de 0 a 1 de acuerdo a el ángulo de incidencia de la radiación sobre el plano de ventana y de a i ante (ver valores en las tablas de la sección 5.3)

(fig 61-6)



al ubicar la plantilla de radiación G sobre el plano B puede notarse que en estas ubicaciones no hay incidencia de radiación en horas de la mañana y así $q_s = 0$

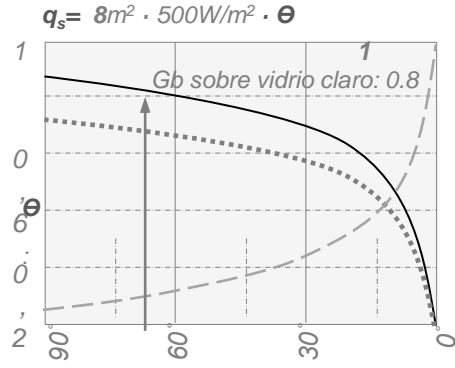
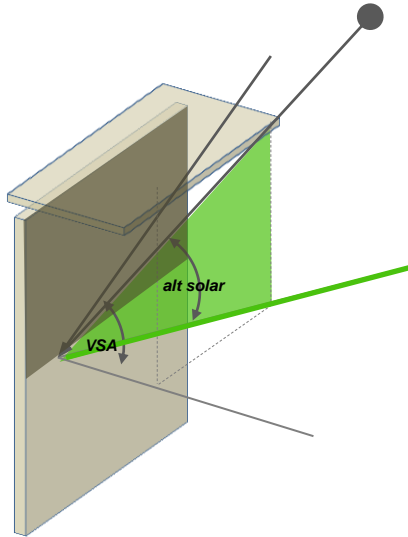
En horas de 12md a 3pm (fig 61-6) del solsticio de verano un ángulo como el calculado con plantilla de sombras VSA 60° es proporcionado por los aleros y/o terrazas de pisos superiores.

En 4pm el ángulo de altura solar (medido en los círculos concéntricos en la proyección estereográfica) es apenas de 25° por lo que la protección horizontal deja de ser efectiva completamente y las radiaciones se aproximan a los $500W/m^2$. A continuación se detalla el cálculo con dos tipos de estrategia de vidrio:

$$q_s = A \cdot G \cdot \Theta$$

- i. *primer escenario: vidrio claro (fig 61-7).* Conociendo la altura solar «h» se puede aproximar los m2 de ventanal expuesto a radiación directa.

(fig 61-7)

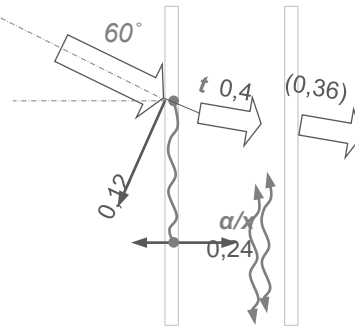
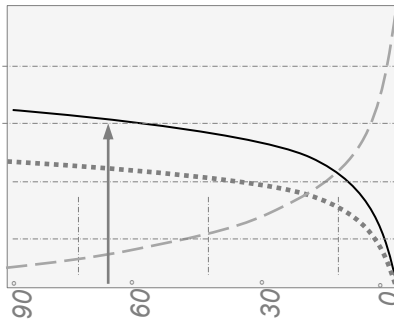


$$q_s = 8m^2 \cdot 500W/m^2 \cdot 0.8$$

$$q_s = 3.2kW$$

- i. *2do escenario: vidrio con una persiana frontal de otro vidrio semireflectivo + sombra que reduzca 2m² adicionales de área con radiación (fig 61-8).*

(fig 61-8)



$$q_s = 6m^2 \cdot 500W/m^2 \cdot 0.6$$

$$q_s = 1.8kW$$



6.1e evaluación qm: dimensionamiento de equipo de refrigeración/ calefacción

Es preciso recordar que las cargas térmicas (ganancias y pérdidas) de un espacio vienen dadas por otros factores como los usuarios, los equipos, la iluminación, el aire de exterior ingresando a mezclarse, etc. Para vivienda, edificios de oficinas, el límite de sumatorias de conducción y radiación es normalmente una muy buena aproximación para el diseño inicial de edificios y debe ser totalizado así:

(Ec. 6.1 a)

$$qs_i + qc_2 + qc_1 + qm = 0$$



Esto aplicado como parte final de la guía de diseño simplificada y retomando el ejemplo quiere decir que:

(a) Con los resultados del diseño más incorrecto evaluado al despejar «qm» tenemos:

(b) Con los resultados del diseño más incorrecto evaluado al despejar «qm» tenemos:

(usando Ec. 6.1 a)

$$qm = -qs_i - qc_2 - qc_1$$

$$qm = -qs_i - qc_2 - qc_1$$

$$qm = -3.2kW - 1.25kW - 0.75kW$$

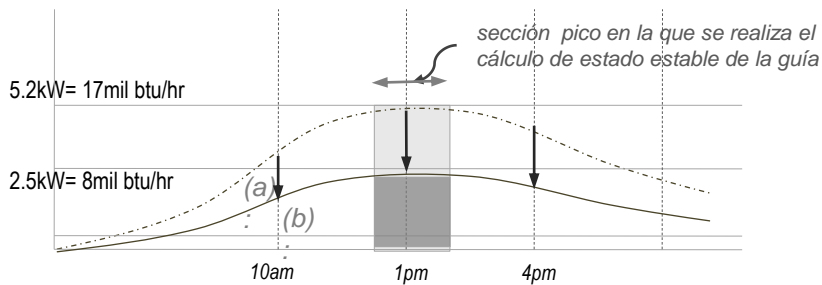
$$qm = -1.8kW - 0kW - 0.75kW$$

$$qm = -5.2kW$$

$$qm = -2.55kW$$

Nuevamente (fig. 61-9) las **consideraciones o variantes en el diseño inicial de los edificios** generan grandes beneficios. Aquí por ejemplo de más de un 50% de las cargas térmicas en la hora analizada. La sección 6.2 expone algunas conclusiones adicionales.

(fig 61-9)



6

6.2

6.2 balance de cargas en función de la posibilidad de ventilar al cuerpo: diagramas de Olesen, y de Yaglou/Houghton y conclusiones de criterio de ecoeficiencia térmica

En climas no extremos, donde con frecuencia las temperaturas del aire de la localidad oscilan entre los 20°C y los 29°C, y donde las humedades relativas no sean en extremo bajas, es factible revisar el cálculo de la guía de la sección 6.1 y evaluar la posibilidad de evitar el acondicionamiento mecánico de refrigeración (aire acondicionado). Esto por medio de la ventilación al cuerpo (3).

El procedimiento que se sugiere es basado en el esquema totalizador de expresiones de transferencia de calor de Szokolay (2007):

(Ec. 6.2 a)

$$qt = (qc_1 + qv) \cdot \Delta T + qc_2 + qs$$

i

y a partir de éste despejando T_i que temperatura de diseño. Este método es apropiado para espacios grandes con poca renovación/hora de aire.

ii

O bien puede considerarse que $T_i = T_o$ en edificios más pequeños con buena renovación de aire/hora.

Diagrama de Olesen

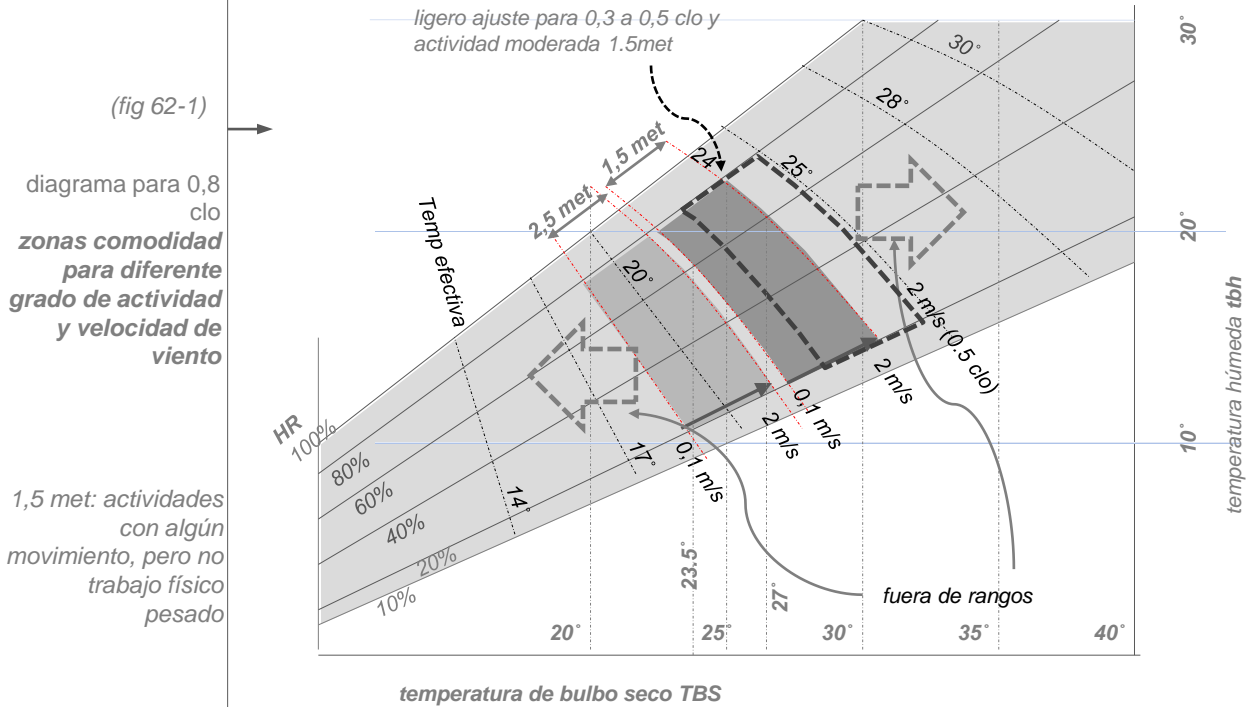
Olesen (4) desarrolla un diagrama sencillo para climas cálido secos/húmedos que permite revisar la posibilidad de manejar con ventilación natural la comodidad térmica de un espacio en función de la actividad física y vestimenta de los usuarios.

Para lograr esto es necesario que se cumplan o la condición *ii* anterior (espacios con buena renovación de aire/hora) o bien la condición *i* que se explica en el ej 6b

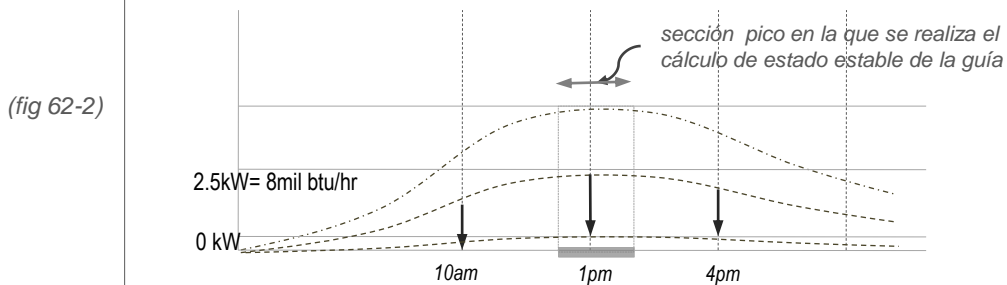
(3) este cálculo se considera un «índice empírico» (Neila, Madrid 1992) y no sustituye sino complementa a otro que no se ha contemplado dentro de los límites de este trabajo que es incorporar a la ecuación 6.1a la carga térmica qv del aire exterior que se mezcla con el interno al ventilar. Para revisar más este criterio puede acudir a Steven V Szokolay. **Introduction to architectural science: the basis of sustainable design**

(4) Olesen. (1985), **Comodidad Térmica**, Technical Review. Bruer y Kjaer
Retomado por Bedoya y Neila. (1992), **Las técnicas de acondicionamiento ambiental**, Fundación General de la Universidad Politécnica de Madrid.

y que tiene como principio que la masa de aire que recorre un espacio a una cierta velocidad en m/s no se encuentre a una temperatura alta causada por las mismas condiciones de ineficiencia de transferencia de calor del envoltorio (ver fig 62-7).



El diagrama de Olesen (fig 62-1) permite una conclusión sencilla de la ecoeficiencia en el confort térmico luego de un análisis de calor conductivo y radiante. Por ejemplo, para ropa casual y una actividad ligera (1.5met) en un clima con HR de 60% el diagrama establece que una temperatura seca TBS de 23.5°C es el valor de confort sin ventilación. Y que si se eleva la ventilación a 2 m/s la zona de confort aumenta 27°C. Esta es una conclusión de ecoeficiencia importante de éste trabajo: respecto a la fig 69-1 la ventilación apropiada puede eliminar las necesidades de acondicionamiento mecánico (fig 69-2)



Nótese en el diagrama de Olesen que el autor no incluye velocidades de viento de más de 2 m/s por considerarlas incómodas para muchas actividades; también debe notarse una zona ampliada de confort para 1.5met de actividad y ropa más ligera. Otro diagrama que se puede usar para misma comprobación y conclusión o complemento de ecoeficiencia es el de Yaglou/Houghten.

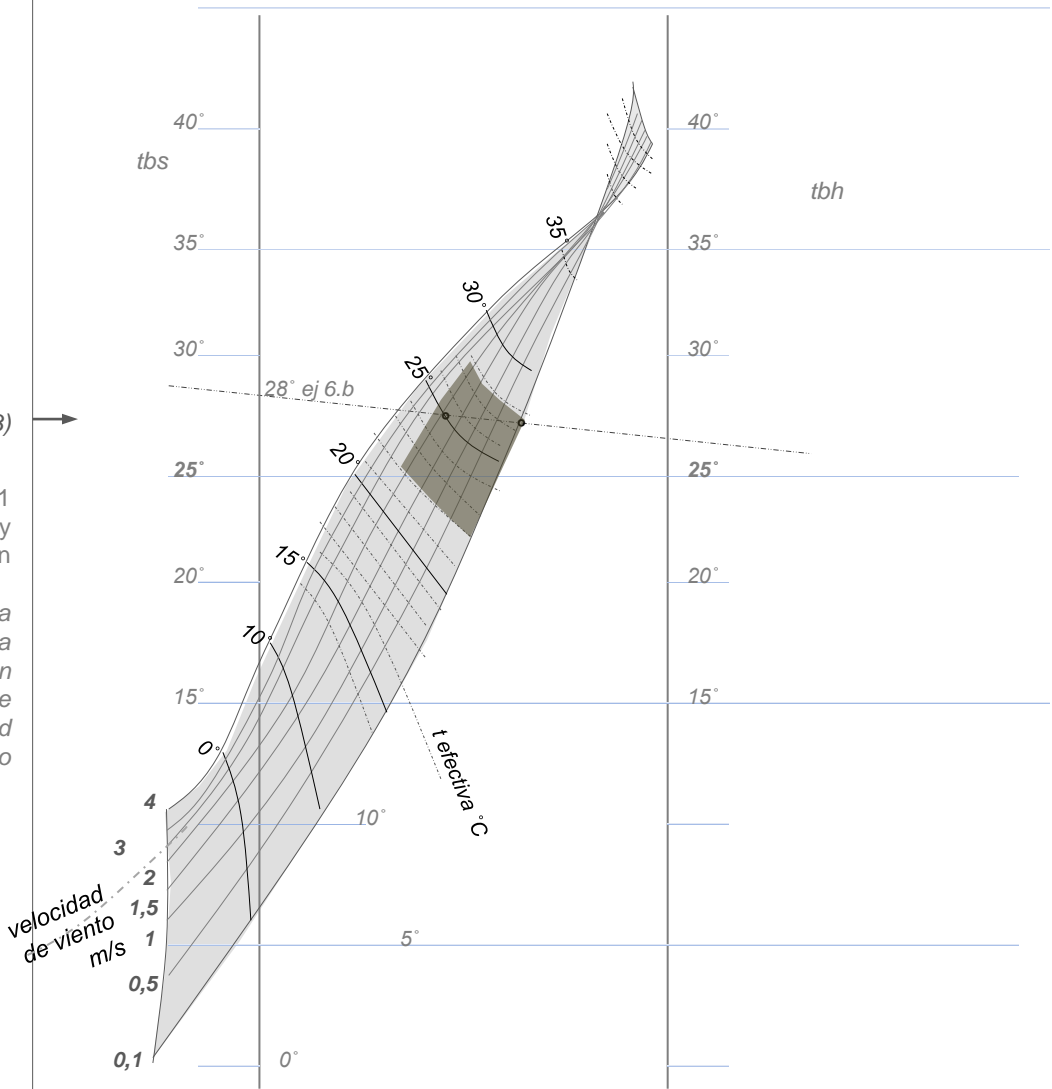
Digramas de Yaglou / Houghten

Para efectos de una conclusión de ecoeficiencia, gráfico de Yaglou y Houghten (5) funciona de manera similar al de Olesen sin incluir grado de actividad del usuario.

(fig 62-3)

nomograma para 1 clo por Yaglou y Houghten

más oscura la zona de confort reducida por Szokolay con pntos a no más de 1,5m/s de velocidad de viento



Igual que en el diagrama de Olesen, la condición i de la ecuación 6.2 a debe cumplirse para que el aire mezclado que circula por un edificio de moderada renovación aire/hora (aire externo + aire caliente producto del envolvente). Así lo muestra el ejemplo 6.b con la Ec 6.a.

(5) 1923, Yaglou y Houghten citado por Neila (1992), Koenisberger (1977) y Szokolay (2004), también (Yaglou) con *The confort zone for man.* (Journal of Industrial Hygiene, 1927)

Ej 6b

aproximación a T_i sin equipo mecánico para valorar la posibilidad de comodidad térmica por ventilación en espacios de baja renovación aire/ hora

Retomando el ejemplo 6a evaluar por gráfico de Yaglou / Houghten la solución de ventilación al cuerpo sin aire acondicionado (fig 62-4).

(Usando Ec. 6.2 a)

$$q_t = (q_{c_1} + q_v) \cdot \Delta T + q_{c_2} + q_s$$

..despreciando q_v para éste cálculo

$$2.55kW = (0.75kW + 0) \cdot \Delta T + 0kW + 1.8kW$$

$$\frac{2.55kW - 1.8kW}{0.75kW} = \Delta T$$

$$0.75kW$$

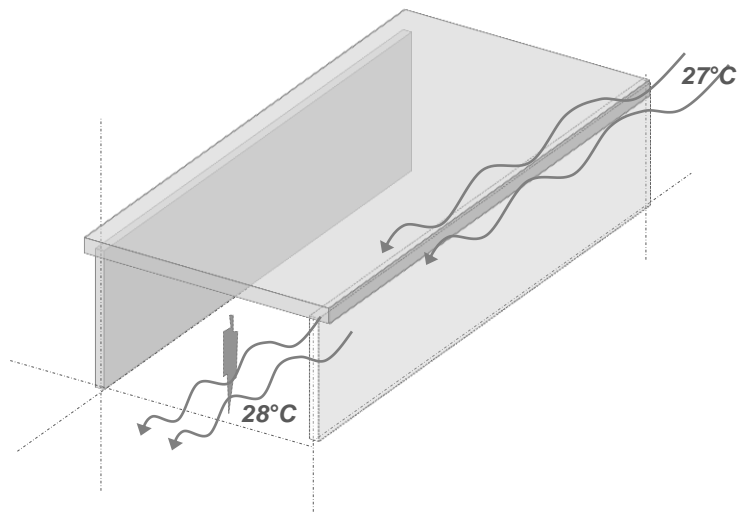
$$1 = T_i - T_o$$

$$1 = T_i - 27^\circ C$$

$$T_i = 28^\circ C$$

Revisando el diagrama de Yaglou / Houghten con una t_{bh} $2^\circ C$ menor, se puede ver que aumentando la velocidad de viento al cuerpo de $0.1m/s$ a 1.5 o $2m/s$ se puede bajar la temperatura efectiva (dato de comodidad del gráfico) a $25^\circ C$ y ubicarse en zona de confort (gris oscuro). Por esta razón, con ventilación, se prescinde en éste clima del aire acondicionado llegando de nuevo a la fig 62-2.

(fig 62-4)



(5) t_{bh} (que debería ser medida con equipo, pero considerarla unos 2 o $3^\circ C$ para un clima no muy húmedo es una buena suposición básica para el uso del diagrama y conclusiones de ecoeficiencia térmica)

método de análisis térmico de envolventes en el diseño inicial de los edificios

radiación y conducción: teoría y casos resueltos



. bibliografía

Jaume Serra, Depto de física aplicada UPC Barcelona; **construcción de condiciones sobre las líneas SET**

Auliciems, A. (1985) (cotejado por Karyono), **Validation of the Predicted Mean Vote Model of Thermal Comfort in Six Australian Field Studies**, *ASHRAE Transactions*

Karyono, T.H. (1996), **Discrepancy between actual and predicted thermal votes of Indonesian workers in Jakarta, Indonesia**, *The Journal of Ambient Energy*

1923, Yaglou y Houghten citado por Neila (1992), Koenisberger (1977) y Szokolay (2004), también (Yaglou) con **The confort zone for man**. (Journal of Industrial Hygiene, 1927)

Gagge (1974). (avalado por Szokolay 2004), **New effective temperature**.

Olesen. (1985), **Comodidad Térmica**, Technical Review. Bruer y Kjaer

Bedoya y Neila. (1992), **Las técnicas de acondicionamiento ambiental**, Fundación General de la Universidad Politécnica de Madrid.

Pitts y Sissom. **Theory and problems of heat transfer**. Universidad Tecnológica de Tennessee (Mc Graw Hill, 1977)

Incropetra y D Witt. **Fundamentos de transferencia de calor**. (Wiley & Sons 1996; Prentice Hall Mexico 1999)

OH Koenisberger, Sv Sokolay y otros. **Viviendas y edificios en zonas Tropicales** Paraninfo Madrid, 1977

Steven V Szokolay. **Introduction to architectural science: the basis sustainable design**. 2004

Andris Auliciems y Steven V Szokolay. Bajo PLEA (passive and low energy architecture international) y **Thermal confort: design tools and techniques**. 2nd ed 2007, 1st ed 1996

Koenissberger. **Manual of Tropical Housing and Building**. 1977, Longman Group. London.

NORMA Oficial Mexicana NOM-008-ENER-2001. Secretaria de Energia. Comité Consultivo Nacional de Normalización para la preservación y Uso Racional de los Recursos Energéticos

NORMA Oficial Mexicana NOM-003-ENER-2011. Secretaria de Energia. Comité Consultivo Nacional de Normalización para la preservación y Uso Racional de los Recursos Energéticos

Bedoya y Neila, **Tecnicas Arquitectonicas y Constructivas de acondicionamiento ambiental** *Ed Munilalleria 1997 Madrid*

Meinel, Adam. **Applied Solar Energy**. 1976, Optical Sciences Center, Univ of Arizona. Addison Pub. Co. Series in Physics

J J Capel Molina. **El clima de la Península Iberica**. 2000, Ariel Geografía. Barcelona

Pratt y Weston. **Thermal capacities of structures** Building Research Congress, London 1951

Brian Anderson. **Conventions for U-Value Calculations**. (Issues concerned with U-value calculations). BRE center of expertise on the building enviroment. Escocia 2006.

HOJA DE DATOS D1 propiedades térmicas de paredes

paredes pesadas	plasterboard= muro seco gypsum o similar	espesor tot	valor U (W/m ² °K)	desfase de tiempo Φ	factor de reducción μ
	PE= poliestileno expandido				
concreto ordinario denso		150mm	3.58	4	0.7
		200mm	3.18	6	0.52
concreto prefabricado .+ cavidad 25mm +PE + plasterboard		75mm	4.28	1.9	0.91
		120mm	0.84	3	0.82
bloque de concreto + aparejo int		200mm	1.83	6.8	0.35
bloque de concreto + aparejo int		150mm	2.8	1.8	0.95
ladrillo o tabique una sola capa		100mm	3.3	2.6	0.87
		200mm	2.26	6.1	0.54
ladrillo o tabique una sola capa con aparejo		100mm	3	2.9	0.83
		200mm	2.14	6.5	0.49
ladrillo o tabique .+ cavidad 25mm +PE + plasterboard		100mm	3	2.9	0.83
		200mm	2.14	6.5	0.49
bloque de concreto + plasterboard .+ cavidad 25mm + plasterboard con hoja alum .+ cavidad 25mm + plasterboard + 30mm fibra vidrio		150mm	1.8	1.8	0.95
		180mm	1.4	7	3.2
		200mm	1.23	6	0.5
bloque de concreto + camara 30mm +plasterboard .+ espalda de barrera radiante en plasterboard .+ fibra de vidrio 40mm interna		200mm	1.6	4	0.61
		200mm	1.24	4.3	0.69
		200mm	0.74	4.7	0.62
paredes livianas					
laminas durock + marco metalico .+ 25mm PE + lam de durock .+ 50mm PE + lam de durock		80mm	6.5	0	1
		130mm	0.86	0.5	0.99
		180mm	0.53	0.7	0.99
panel madera 20mm+ marco + plasterboard .+ 25mm PE o fibra vidrio .+ 50mm PE o fibra vidrio		80mm	3.2	0.4	1
		130mm	0.7	0.9	0.99
		180mm	0.46	1	0.98
laminas durock + marco metalico + loseta cerámica .+ 50mm PE o fibra de vidrio		80mm	0.54	1	0.99
		130mm	0.32	1	0.99

ventanas		valor U	70°	Θ	SHGC
		(W/m ² °K)			
carpintería de madera					
	6mm sencillo claro	5.3			0.76
	6mm sencillo entintado	5.3			0.6
	6mm sencillo relectivo	5.3			0.2
	doble en cámara claro	3			0.67
	doble en cámara entintado	3			0.5
carpintería de aluminio		(W/m ² °K)			
	6mm sencillo claro	6			0.76
	doble en cámara claro	3			0.67
	doble en cámara entintado	3.6			0.64
carpintería de pvc		(W/m ² °K)			
	doble en cámara claro	2.8	0.58		
	doble en cámara entintado	2.8			0.48
cubiertas planas					
	concreto 150mm + aparejo ext + cubrim asfalto	160mm	1.8	8	0.33
	concreto-metal + c asfalto+ PE o fibra+ plasterboard	200mm	0.73	1	0.99
cubiertas inclinadas					
	metal corrugado	50mm	7.5	0	1
	metal corrugado + atico + plasterb	1600mm	2.54	0.3	1
	metal corrugado + atico + PE+ plasterb	200mm	0.6	0.7	0.99
	fibrocem corrugado + PE+ plasterb	200mm	4.9	0	1
	fibrocem corrugado + atico + PE+ plasterb	200mm	2.58	0	1

desfase de tiempo Φ
factor de reducción μ

HOJA DE DATOS D2 propiedades de radiación

	α	ϵ
paredes	claro satinado	0.25
	colores medios	0.4
	oscuros	0.9
techos	asfalto/bituminosos	0.9
	tejados rojos	0.65
	tejados gris claro/blancos	0.4
	cubierta aluminio o hg nuevos	0.15
	cubierta aluminio viejos	0.35